

VŠB-Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra energetiky

Návrh tepelného čerpadla země - voda

Geothermal Heat Pump Design

Student:

Bc. Lukáš Bielan

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Ostrava 2016

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra energetiky

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Lukáš Bielan**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 2302T006 Energetické stroje a zařízení
Téma: **Návrh tepelného čerpadla země - voda**
Geothermal Heat Pump Design
Jazyk vypracování: čeština

Zásady pro vypracování:

Vypracujte projekt systému vytápění a přípravy teplé vody ve vybraném rodinném domě s využitím tepelného čerpadla země - voda. Při návrhu vycházejte z konkrétních klimatických poměrů v dané lokalitě.

Diplomová práce bude obsahovat:

1. Výpočet sezónní potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody. Kapacitní a bilanční výpočty.
2. Konstrukční návrh tepelného čerpadla a zapojení TČ do stávajícího systému.
3. Stanovení environmentálního přínosu projektu a ekonomické vyhodnocení.
4. Grafické práce: Sestava tepelného čerpadla. Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody. Dispoziční uspořádání v rámci objektu

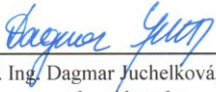
Seznam doporučené odborné literatury:

KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M. *Obnovitelné zdroje energie*. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.
NOVÝ, R. a kol. *Technika prostředí*. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.
DVOŘÁK, Z.; KLAZAR, L.; PETRÁK, J. *Tepelná čerpadla*. Vyd. 1. Praha: SNTL - Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.
PETRÁK, J.; PETRÁK, M. *Tepelná čerpadla*. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.
MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N. *Fundamental of Engineering Thermodynamics*. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.


Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.**

Datum zadání: 31.10.2015
Datum odevzdání: 16.05.2016


prof. Ing. Dagmar Juchelková, Ph.D.
vedoucí katedry




doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на вѣдомі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на вѣдомі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Lukáš Bielan

Polní 552/3, Štěpánkovice

Poděkování

Na začátku bych chtěl poděkovat své rodině za neustálou podporu a motivaci při studiu. Dále bych chtěl poděkovat vedoucímu mé diplomové práce panu doc. Ing. Mojmíru Vrtkovi, Ph.D., za ochotnou spolupráci a užitečné rady.

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

BIELAN, L. *Návrh tepelného čerpadla země-voda : diplomová práce*. Ostrava : VŠB - Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra energetiky, 2016, s. Vedoucí práce: Vrtek, M.

Jako svou diplomovou práci jsem si vybral téma - Návrh tepelného čerpadla země - voda. Zabývám se v ní návrhem vhodného tepelného čerpadla pro rodinný dům, za účelem pokrytí potřeby tepla pro vytápění a přípravy teplé vody.

Celou svou práci bych rozdělil do tří základních částí. V první píš o historii tepelných čerpadel a chladiv obecně, popisují základní principy funkce těchto zařízení a možnosti jejich použití včetně zapojení. Druhá část se zabývá výpočtem tepelných ztrát daného objektu, na který tepelné čerpadlo navrhuji. Poslední část se pak týká samotného návrhu tohoto zařízení včetně jeho komponentů a příslušenství. Závěr práce obsahuje ekonomické a environmentální zhodnocení celého návrhu.

Klíčová slova: tepelné čerpadlo, chladivo, teplo, tepelné ztráty, tepelný výměník, nízkopotenciální energie, topná voda.

THESIS ANNOTATION

BIELAN, L. *Geothermal Heat Pump Design : Thesis*. Ostrava : VŠB - Technical university of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Energy, 2016, s. Thesis head: Vrtek, M.

For this thesis I chose a topic – Geothermal Heat Pump Design. This thesis deals with the usage of a heat pump for heating and water heating in a detached house.

This thesis is divided into three main parts. The first part is about history of heat pumps and refrigerants, it describes the main principles of these devices and the possibility of their usage, including involvement. The second part is about calculation of heat loss in a detached house. The last part deals with actual design of this device, including its components and accessories. The conclusion contains economical and environmental valorization of the whole project.

Key words: heat pump, refrigerant, heat, heat loss, heat exchanger, low potential energy, warm water.

Obsah

Seznam použitého označení	9
Úvod	14
1 Netradiční energetika	15
2 Historický vývoj chladiv a tepelných čerpadel	16
3 Fyzikální princip tepelného čerpadla	17
3.1 Princip tepelného čerpadla	18
4 Pohon tepelných čerpadel	19
4.1 Spalovací motor	19
4.2 Elektromotor	19
4.3 Alternativní zdroje	19
5 Zdroje tepla a druhy tepelných čerpadel	20
5.1 Vzduch	20
5.2 Podzemní voda	22
5.3 Tekoucí a stojatá povrchová voda	23
5.3.1 Přímý odběr tekoucí vody	23
5.3.2 Nepřímý odběr tepla z tekoucí vody	23
5.3.3 Nepřímý odběr tepla ze stojaté vody	24
5.4 Zemský povrch jako zdroj tepla	24
5.5 Vodorovné zemní (plošné) kolektory	24
5.6 Slinky V, Slinky H	25
5.7 Vertikální zemní kolektory	27
6 Spojování PE hadic	30
7 Solanka	30
8 Rozdělovače	31
9 Expanzní nádrž primárního okruhu	32
10 Oběhové čerpadlo primárního okruhu	33

11	Tepelná ztráta budovy.....	34
11.1	Popis uvažovaného objektu.....	34
11.2	Výpočet celkové tepelné ztráty objektu	36
11.3	Detailní výpočet tepelných ztrát zvolené místnosti	39
11.3.1	Výpočet součinitele prostupu tepla pro obvodovou zeď	39
11.3.2	Výpočet součinitele tepla pro stropní konstrukci	40
11.3.3	Výpočet součinitele tepla pro podlahovou konstrukci.....	41
11.3.4	Výpočet součinitelů prostupu tepla pro vnitřní stěny	41
11.3.5	Výpočet základní tepelné ztráty.....	42
11.3.6	Výpočet tepelné ztráty prostupem tepla.....	42
11.3.7	Výpočet tepelné ztráty větráním	43
11.3.8	Výpočet celkové tepelné ztráty.....	44
12	Potřeba tepla pro vytápění a přípravu TUV	45
12.1	Potřeba tepla pro vytápění.....	45
12.2	Potřeba tepla pro přípravu teplé vody	45
12.3	Celková roční spotřeba tepla pro vytápění a přípravu teplé vody.....	47
13	Návrh tepelného čerpadla	48
13.1	Volba chladiva	48
13.2	Výpočet oběhu TČ	48
13.3	Výpočet průměrů potrubí	54
13.4	Návrh komponentů TČ.....	57
13.4.1	Sběrač kapalného chladiva.....	57
13.4.2	Filtrdehydrátor	57
13.4.3	Průhledítko.....	58
13.4.4	Kompresor	59
13.4.5	Expanzní ventil	60
13.4.6	Výparník	61

13.4.7	Kondenzátor	61
13.5	Ostatní komponenty k připojení TČ	62
13.6	Stanovení bivalentního bodu TČ	63
14	Ekonomické zhodnocení projektu	65
14.1	Investiční náklady	65
14.2	Náklady na provoz TČ	66
14.2.1	Náklady na provoz kompresoru	66
14.2.2	Náklady na provoz čerpadla primárního okruhu	67
14.2.3	Náklady na provoz čerpadla teplé vody	67
14.2.4	Náklady na provoz elektrických topných těles (2 kW)	67
14.3	Roční úspora	68
14.4	Doba návratnosti	68
14.5	Uspořené náklady	68
15	Environmentální zhodnocení projektu	70
	Závěr	73
	Seznam použité literatury	74
	Seznam příloh	76

Seznam použitého označení

Značka	Popis	Jednotka
\dot{Q}_C	Celková tepelná ztráta	[W]
\dot{Q}_P	Tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
\dot{Q}_V	Tepelná ztráta větráním	[W]
\dot{Q}_Z	Trvalý tepelný zisk	[W]
\dot{Q}_0	Základní tepelná ztráta prostupem tepla	[W]
p_1	Přirážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí	[-]
p_2	Přirážka na urychlení zátoku	[-]
p_3	Přirážka na světovou stranu	[-]
t_i	Výpočtová vnitřní teplota	[°C]
t_e	Výpočtová teplota na vnější straně konstrukce	[°C]
k_C	Průměrný součinitel tepla všech konstrukcí místnosti	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
\dot{Q}_V	Tepelná ztráta prostoru větráním	[W]
\dot{V}_V	Objemový tok větracího vzduchu	[m ³ · s ⁻¹]
\dot{V}_{vH}	Objemový tok větracího vzduchu (podle intenzity výměny vzduchu)	[m ³ · s ⁻¹]
\dot{V}_{vP}	Objemový tok větracího vzduchu (při přirozeném větrání infiltrací)	[m ³ · s ⁻¹]
V_m	Vnitřní objem místnosti	[m ³]
n_h	Intenzita výměny vzduchu	[h ⁻¹]
$\sum(i_{LV} \cdot L)$	Součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří místnosti	[m ³ · s ⁻¹ · Pa ^{-0,67}]
i_{LV}	Součinitel spárové provzdušnosti	[m ³ · s ⁻¹ / m · Pa ^{-0,67}]
$Q_{VYT,R}$	Roční potřeba tepla pro vytápění	[MJ]
f_l	Koeficient vyjadřující vliv současnosti výpočetních hodnot uvažovaných při výpočtu	[-]
ρ	Měrná hmotnost vody	[kg/m ³]
$q_{T,t}$	Hmotová topivost (teoretická)	[kJ/kg]
q_T	Hmotová topivost (skutečná)	[kJ/kg]
q_0	Hmotová chladihost	[kJ/kg]
a_t	Měrná práce kompresoru (teoretická)	[kJ/kg]
\dot{m}	Hmotový tok chladiva	[kg/s]

Značka	Popis	Jednotka
\dot{Q}_T	Požadovaný tepelný výkon tepelného čerpadla	[kW]
$\dot{Q}_{0,TČ}$	Chladicí výkon tepelného čerpadla	[kW]
\dot{V}	Objemový průtok	[m ³ /h]
\dot{V}_1	Objemový průtok sacího potrubí	[m ³ /h]
\dot{V}_2	Objemový průtok výtlačného potrubí	[m ³ /h]
\dot{V}_3	Objemový průtok kapalinového potrubí	[m ³ /h]
d_1	Průměr sacího potrubí	[m]
d_2	Průměr výtlačného potrubí	[m]
d_3	Průměr kapalinového potrubí	[m]
τ	Doba otopného období	[hod]
η_{kotle}	Účinnost kotle	[-]
EF_{CO_2}	Emisní faktor CO ₂	[t/MWh]
ΔT_k	Teplota podchlazení v kondenzátoru	[°C]
ΔT_v	Teplota přehřátí ve výparníku	[°C]
a	Měrná práce kompresoru (skutečná)	[kJ/kg]
A_p	Obsah popela v původním vzorku tuhých paliv	[%]
B	Charakteristické číslo budovy	[Pa ^{0,67}]
c	Měrná tepelná kapacita vody	[kJ/kgK]
COP	Topný faktor	[-]
COP_t	Topný faktor (teoretický)	[-]
d	Počet dnů topného období	[-]
DN	Doba návratnosti	[r]
DOT	Dotace	[Kč]
E	Sazba za elektřinu	[Kč/MWh]
ε_o	Chladicí faktor	[-]
GWP	Vliv látek na tzv. skleníkový efekt	[-]
h_1	Entalpie páry na vstupu do kompresoru	[kJ/kg]
h_2	Entalpie páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	[kJ/kg]
$h_{2,ie}$	Entalpie páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	[kJ/kg]
h_3	Entalpie kapaliny na konci kondenzace a po podchlazení v kondenzátoru	[kJ/kg]
h_4	Entalpie mokré páry po expanzi na exp. ventilu	[kJ/kg]

Značka	Popis	Jednotka
I	počet [MWh], které jsou potřeba pro provoz dané součásti TČ	[MWh]
I _{Čpo}	počet [MWh], které jsou potřeba pro provoz čerpadla primárního okruhu	[MWh]
I _{Čtv}	počet [MWh], které jsou potřeba pro provoz čerpadla teplé vody	[MWh]
I _K	počet [MWh], které jsou potřeba pro provoz kompresoru	[MWh]
IN	Investiční náklady snížené o dotaci	[Kč]
IN'	Investiční náklady	[Kč]
k	Součinitel prostupu tepla	[W · m ⁻² · K ⁻¹]
L	Délka spar otevíratelných částí oken a dveří	[m]
M	Charakteristické číslo místnosti	[-]
n	Počet osob	[-]
N	Počet pracovních dnů soustavy v roce	[-]
N	Provozní náklady	[Kč]
N _{BZ,TUV}	Náklady na provoz bivalentního zdroje tepla pro dohřev TUV	[Kč]
N _{BZ,VYT}	Náklady na provoz bivalentního zdroje tepla pro vytápění	[Kč]
N _C	Celkové roční náklady na provoz TČ	[Kč]
N _{Čpo}	Náklady na provoz čerpadla primárního okruhu	[Kč]
N _{Čtv}	Náklady na provoz čerpadla topné vody	[Kč]
N _{HU}	Náklady na hnědé uhlí	[Kč]
N _K	Náklady na provoz kompresoru	[Kč]
ODP	Vliv chladiva na poškozování ozónové vrstvy Země	[-]
P	Příkon	[MW]
p ₀	Vypařovací tlak	[kPa]
p _k	Kondenzační tlak	[kPa]
P _{komp}	Příkon kompresoru (skutečný)	[kW]
P _{komp,t}	Příkon kompresoru (teoretický)	[kW]
Q _{BZ}	Tepelná ztráta v období, kdy klesne teplota pod bivalentní bod	[MWh]
Q _{CO}	Množství oxidu uhelnatého vypouštěného do ovzduší	[kg]
Q _{CO2}	Množství oxidu uhličitého vypouštěného do ovzduší	[t]
Q _{NOX}	Množství oxidů dusíku vypouštěných do ovzduší	[kg]

Značka	Popis	Jednotka
Q_{Org}	Množství organických látek vypouštěných do ovzduší	[kg]
Q_R	Celková roční spotřeba tepla pro vytápění a přípravu teplé vody	[kWh]
Q_{SO_2}	Množství oxidu siřičitého vypouštěného do ovzduší	[kg]
$Q_{TUV,D}$	Denní potřeba tepla pro přípravu teplé vody	[kWh]
$Q_{TUV,R}$	Roční spotřeba tepla pro přípravu teplé vody	[kWh]
Q_{TZL}	Množství tuhých znečišťujících látek vypouštěných do ovzduší	[kg]
$RÚ$	Roční úspora	[Kč]
S	Plocha, ochlazovaná část stavební konstrukce	[m ²]
s_0	Entropie při vypařování	[kJ/(kgK)]
s_{02}	Entropie páry na začátku kondenzace	[kJ/(kgK)]
s_{03}	Entropie kapaliny na konci kondenzace	[kJ/(kgK)]
s_1	Entropie páry na vstupu do kompresoru	[kJ/(kgK)]
S_1	Průřez sacího potrubí	[m ²]
s_2	Entropie páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	[kJ/(kgK)]
S_2	Průřez výtlačného potrubí	[m ²]
$s_{2,ie}$	Entropie páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	[kJ/(kgK)]
s_3	Entropie kapaliny po podchlazení v kondenzátoru	[kJ/(kgK)]
S_3	Průřez kapalinového potrubí	[m ²]
s_4	Entropie mokré páry po expanzi na expanzním ventilu	[kJ/(kgK)]
Sp	Obsah síry v původním vzorku tuhých paliv	[%]
T_0	Vypařovací teplota	[°C]
T_0	Teplota při vypařování	[°C]
T_{02}	Teplota páry na začátku kondenzace	[°C]
T_{03}	Teplota kapaliny na konci kondenzace	[°C]
t_1	Teplota studené vody	[°C]
T_1	Teplota páry na vstupu do kompresoru	[°C]
t_2	Teplota ohřáté vody	[°C]
T_2	Teplota páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	[°C]
$T_{2,ie}$	Teplota páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	[°C]
T_3	Teplota kapaliny po podchlazení v kondenzátoru	[°C]

Značka	Popis	Jednotka
T_4	Teplota mokré páry po expanzi na expanzním ventilu	[°C]
t_{es}	Průměrná venkovní teplota	[°C]
t_{is}	Průměrná vnitřní teplota	[°C]
T_k	Kondenzační teplota	[°C]
t_{svl}	Teplota studené vody v létě	[°C]
t_{svz}	Teplota studené vody v zimě	[°C]
UN	Uspořené náklady	[Kč]
v_1	Objem chladiva na 1 kg (plyn při 0 °C)	[kg/m ³]
v_2	Objem chladiva na 1 kg (plyn při 35 °C)	[kg/m ³]
v_3	Objem chladiva na 1 kg (kapalina při 35 °C)	[kg/m ³]
V_d	Denní spotřeba teplé vody	[m ³ /den]
w_1	Rychlost proudění v sacím potrubí	[m/s]
w_2	Rychlost proudění ve výtlačném potrubí	[m/s]
w_3	Rychlost proudění v kapalinovém potrubí	[m/s]
z	Koeficient energetických ztrát systému pro přípravu teplé vody	[-]
\dot{Z}	Doba životnosti	[r]
σ	Kompresní poměr	[-]
φ	Čerpací poměr	[-]

Úvod

Poslední dobou, kdy se snaží čím dál více lidí šetřit na výdajích domácnosti, se použití tepelného čerpadla jeví jako dobrá volba. Roční náklady na vytápění a přípravu teplé vody bývají totiž nejvyšší. Počáteční investice do projektu samotného tepelného čerpadla jsou sice vysoké, ale cena za jeho roční provoz je výrazně nižší, než by tomu bylo třeba u kotle na tuhá paliva.

Tepelná čerpadla využívají nízkopotenciální teplo z okolního prostředí (z přírody), kterým může být vzduch, voda nebo země. Jeho výkon je přímo úměrně závislý na teplotě venkovního vzduchu.

Podle zadání diplomové práce budu uvažovat tepelné čerpadlo, jehož zdrojem nízkopotenciálního tepla bude země. V takovémto případě existují dvě možnosti. V prvním případě je to použití vodorovných plošných kolektorů, jenž jsou uloženy zhruba jeden a půl metru pod zemí a pomocí teplonosného média odebírají teplo ze zemského povrchu. Druhou možností jsou vertikální kolektory, které odebírají teplo z hloubky šedesát až stodvacet metrů.

Návrh je počítán pro rodinný dům na Opavsku. Jedná se o starší zateplenou dvoupodlažní stavbu opatřenou plastovými okny. V současné době je vytápěn automatickým kotlem na hnědé uhlí.

Cílem diplomové práce je návrh TČ a vyhodnocení projektu z ekonomického a environmentálního hlediska.

1 Netradiční energetika

Netradiční energetika je velice rozsáhlý pojem, který obsahuje několik následujících bodů:

- Využití přírodních energetických potenciálů s vyšší hladinou než v řešeném pochodu, jenž nejsou běžně využívány,
- Využití výstupních nízkopotenciálních tepel různých komplexů, většinou uvažovaných jako odpadní tepla,
- Využití známých termodynamických (hydrodynamických) principů neobvyklými způsoby,
- Snížení energetické náročnosti technologických procesů netradičními metodami,
- Vytváření nových systémů pro přenos a přeměnu energie,
- Využití odpadních látek.

Z výše uvedených možností se budu ve své práci dále věnovat jen těm, které souvisí s oběhy a jevy sloužícími k přečerpání tepla z nižší teplotní hladiny do vyšší. Všechny níže popsané systémy pracují na principu chladících (levotočivých) oběhů a zajišťují přečerpání nízkopotenciálního tepla na vyšší teplotní hladinu, při níž je ze systému odváděno. Tento jev je podle II. termodynamického zákona možný pouze za přívodu energie. Z pohledu rozdělení systému je důležitá účelnost tepla odebíraného zdroji a tepla jím produkovaného, vztahy mezi nimi a poháněcí energií.

Význam netradiční energetiky spolu s tepelnými čerpadly je pro světové hospodářství velký, hlavně v současné době, kdy se snažíme šetřit palivy a energiemi, proto se stal rozvoj tohoto oboru celosvětovým. Musíme ale vzít na vědomí, že tepelná čerpadla ani jiné prostředky netradiční energetiky nejsou schopny nějak zásadně ovlivnit energetickou situaci státu, nýbrž mohou významně přispět ke snížení spotřeby primární energie pouze za předpokladu, že jsou ekonomicky navrženy, správně vyrobeny a provozovány.

Účelnost použití tepelných čerpadel hodnotíme z pohledu technického řešení určitého problému, ekonomického srovnání s jinými variantami, které splňují tentýž účel a dále s přihlédnutím k hlediskům bezpečnosti, hygienické nezávadnosti, spolehlivosti, ekologie, aj. [1], [2]

2 Historický vývoj chladiv a tepelných čerpadel

V zahraničí se tepelná čerpadla používají už několik desítek let, proto se nejedná o žádnou technickou novinku. Princip těchto zařízení známe už dokonce mnohem déle, než je doba jejich využívání v praxi. Ve většině případů se jejich pracovní cyklus popisuje jako „obrácená chladnička“.

Myšlenku tepelného čerpadla poprvé formuloval v roce 1852 lord Kelvin (William Thomson) tak, že „obráceně fungujícího tepelného motoru je možno použít nejen k chlazení, ale i k ohřevu“. Bylo to na základě poznatků z díla „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu“ (S. N. L. Carnot, r. 1824). K samotnému praktickému využití ale vedla ještě dlouhá cesta.

Nejprve se jako chladivo používala voda, metyléter, dietyléter, metylchlorid, kysličník uhličitý aj. Roku 1859 pak vznikl první vynález na absorpčním principu, který pracoval se čpavkem, nešlo ještě ovšem o rozsáhlé používání. Využívání chladicí techniky v domácnostech registrujeme až počátkem dvacátých let 20. století, tehdy bylo nejpoužívanější chladivo čpavek a kysličník siřičitý.

Jako úplně první v praxi použitelný systém tepelného čerpadla byl zprovozněn roku 1924 ve Švýcarsku, přičemž tlaky v systému dosahovaly až 9 [MPa] a jako chladivo se použil CO₂.

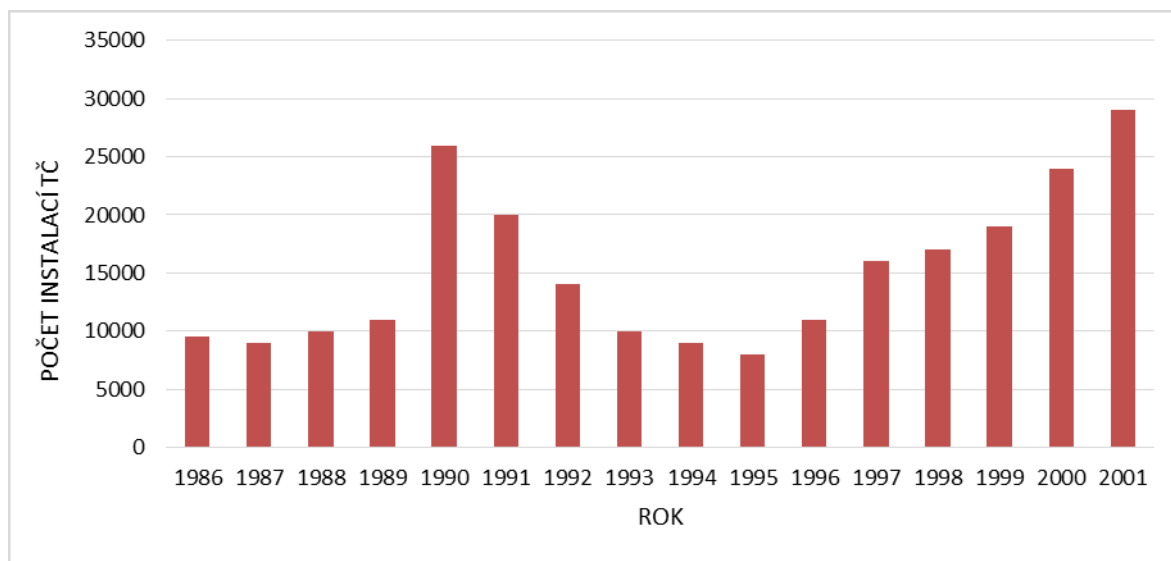
V roce 1932 začala americká společnost Kinetic Chemicals Inc. produkovat první chladivo ze skupiny CFC – dichlordifluometan - a pojmenovala ho Freon R12. Od té doby se začala chladiva označovat písmenem R a následovala další chladiva z této oblasti – R11, R13, R114. V roce 1935 spatřila světlo světa chladiva ze skupiny HCFC, chlordinfluometan R22 a R502, která se pak stala základním kamenem pro celou řadu aplikací.

Nastal tedy veliký rozmach v oblasti používání bezpečných, chemicky velmi stálých a zároveň nejedovatých chladiv na bázi chlorovaných uhlovodíků. Bohužel až v osmdesátých letech minulého století bylo zjištěno negativní působení chloru na ozónovou vrstvu Země, takže se začalo s hledáním jiných sloučenin a směsí, které by byly méně škodlivé, ale zajišťovaly by stejné či podobné termodynamické vlastnosti jako R12, R22 a R502.

Co se týče tepelných čerpadel, k jejich většímu rozšíření se dostalo až v osmdesátých letech 20. století, kdy se začaly zvyšovat ceny energií. V tomto období se vyvinulo několik druhů TČ i na území České republiky (jednalo se o výkony 10 [kW]

a 20 [kW]), ale kvůli jejich vysokým cenám a ještě poměrně nízkým nákladům na jiná topiva nedošlo k jejich rozsáhlejšímu využívání. Na přelomu tisíciletí zájem o úspory energie výrazně vzrostl a použití zmiňovaných zařízení bylo jednou z možností jak toho dosáhnout.

Pro ilustraci uvádím v grafu č. 1 počet instalací TČ mezi lety 1986 a 2001 ve Švédsku, podle dostupných informací se předpokládá, že podobný vývoj probíhal v téže době i v jiných zemích. [1], [2]



Graf č. 1. – Počty instalací TČ ve Švédsku v letech 1986-2001, [1]; Vlastní zpracování.

3 Fyzikální princip tepelného čerpadla

Jak již bylo zmíněno, tepelná čerpadla jsou zařízení, jenž mají schopnost využít nízkopotenciální energii. Ke svému provozu ovšem potřebují dané množství energie, nejčastěji elektrické. Už z názvu samotného vynálezu je patrné, že TČ nevyrábí energii, ale pouze přečerpávají na vyšší teplotní úroveň. Existují TČ, která jsou založená na absorpčních či jiných principech, v mé diplomové práci se ale budu zabývat jen tepelnými čerpadly s kompresory.

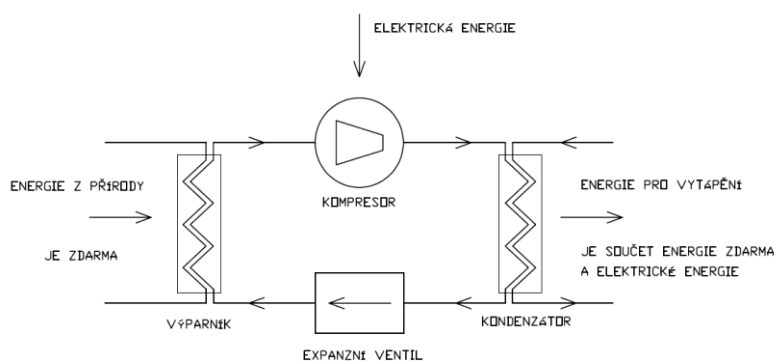
Občas se stane, že někdo zamění dva různé pojmy – teplo a teplota. Je třeba si uvědomit rozdíl mezi nimi; teplo = množství energie, teplota = okamžitý stav. Téměř každému je jasné, že při ochlazení vody v radiátoru třeba ze 65 [°C] na 60 [°C] se část tepla předá vzduchu a ten se jím ohřeje. Horší pro představu je, že to stejné množství tepla můžeme získat, když ochladíme vodu o teplotě 10 [°C] na 5 [°C]. Ještě hůře představitelné, uvažujeme-li teploty pod bodem mrazu. Pro vzduch platí podobné úvahy. Získat teplo tedy

můžeme i z ochlazeného mrazivého vzduchu. Měli bychom si tedy uvědomit, že fyzikální zákony platí při všech teplotách.

Energie, kterou odebíráme z přírody, je většinou 1,5x až 4x vyšší než spotřeba pro pohon vlastního TČ. Jako měřítko energetické výhodnosti tepelného čerpadla uvažujeme poměr celkové výstupní energie a energie pro jeho pohon. Tento poměr se nazývá topný faktor (v literatuře nejčastěji zkratka COP – Coefficient of Performance), jde o bezrozměrnou hodnotu, jejíž velikost se pohybuje podle druhu TČ a provozních podmínek (většinou je to mezi 2,5 – 5,0; při mimořádně příznivých podmínkách i více). Pro představu, při topném faktoru $COP = 3,5$; roční spotřebě tepla 25 000 [kWh], kdy by byly náklady na přímou spotřebu 25 000 [Kč], se sníží spotřeba na $25/3,5 \Rightarrow 7\,140$ [Kč].

3.1 Princip tepelného čerpadla

Na vstupní straně (primární), bývá vždy tepelný výměník, nazýváme ho výparník. Prostřednictvím teplotnosného média (voda, vzduch, nemrznoucí směs) se do něj přivádí nízkopotenciální teplo zvenku a do jeho druhé poloviny se pod velkým tlakem vstříkují tryskou termostatického expanzního ventilu (TEV) kapalné chladivo. Tlak ve výparníku je za TEV nižší a tudíž se chladivo rychle odpařuje. Tím se celý výparník podchladí na nižší teplotu, než je teplota prostředí, ze kterého teplo odebíráme. Tak dosahujeme toho, že teplo z „chladné“ strany přehřívá podchlazený plyn a ten je nasáván kompresorem. Po stlačení kompresorem se plyn silně zahřeje. V kompresoru se k energii, kterou nese plyn, připojí další část energie ve formě ztrátového tepla z elektromotoru kompresoru a tepla, jenž vzniklo třením jeho pohyblivých ploch. Na výtlaku dosáhne stlačený plyn vyšší teploty než voda v topné soustavě a je dále veden do sekundárního výměníku – kondenzátoru, kterým protéká již zmíněná topná voda. Tam pak horký plyn zkondenzuje a předá teplo chladnější topné vodě. Celý tento cyklus se pak opakuje. [1], [4]



Obr. č. 1. – Obecné principiální schéma TČ, [1]; Vlastní zpracování.

4 Pohon tepelných čerpadel

Udává se, že nejideálnějším pohonem pro tepelná čerpadla je spalovací motor. U této varianty můžeme k vytápění výhodně využívat i ztrátové teplo, které se dá získat z výfukových plynů a z chlazení motoru. Udává se, že využití primární energie je daleko vyšší. Bohužel ale nikdo nedokázal toto tvrzení prakticky potvrdit a proto nemůže v České republice, která je závislá na importu kapalných paliv, obstát.

4.1 Spalovací motor

Pro pohon TČ by byla potřeba stacionární spalovací motor. Ten musí mít při požadovaném výkonu řádově v [kW] vodní chlazení, aby bylo možné využít i ztrátové teplo. Takový spalovací motor není snadné sehnat. Musí být také opatřen účinnou regulací otáček. Dále potřebuje pravidelnou údržbu, například výměna oleje aj. Chceme-li, aby systém fungoval automaticky, musíme jej opatřit elektrickým spouštěčem s baterií nebo s jiným zdrojem. Kompresor musí být v otevřeném provedení (ty jsou pouze pístové), proto se sníží tepelná účinnost únikem tepla z válců a tělesa kompresoru do okolí. Postupem času se můžou objevit problémy s těsněním hřídele a chladivo může pomalu unikat kolem ucpávky. Nastanou problémy s hlukem a výměník tepla se zanesou sazí z výfukových plynů. Po určitém čase budeme muset provést celkovou opravu motoru.

4.2 Elektromotor

Elektromotor je z konstrukčního hlediska o dost jednodušší, proto má vysokou spolehlivost a životnost. V hermetickém provedení agregátu motor-kompresor dochází k minimálním tepelným ztrátám, a to z důvodu, že i ztrátové teplo z elektromotoru se předá pomocí par chladiva do topného systému. Jednoduše se spouští a nepotřebuje žádné další příslušenství a údržbu. V jeho samotné činnosti je zcela bezpečný, nemá z vnějšku žádné pohyblivé části. Při použití elektromotoru navíc nemusíme řešit hlučnost a ani nemůže docházet k úniku chladiva.

V našich podmínkách s ohledem hlavně na konstrukci, pořizovací náklady a samotný provoz je nejvýhodnější pohonnou jednotkou právě elektromotor. V hermetickém provedení s kompresorem v jedné nádobě jich existuje hned celá řada.

4.3 Alternativní zdroje

Není vyloučeno, že kompresor tepelného čerpadla může být poháněn alternativním zdrojem, ovšem musíme k tomu mít vhodné podmínky. Kompresor (musel by být

v otevřeném provedení) může pohánět třeba malá vodní turbína, teplo by se odebíralo z protékající vody a jednalo by se o skutečně ekologické řešení. Podobně by to platilo i pro pohon s větrným zařízením. [1]

5 Zdroje tepla a druhy tepelných čerpadel

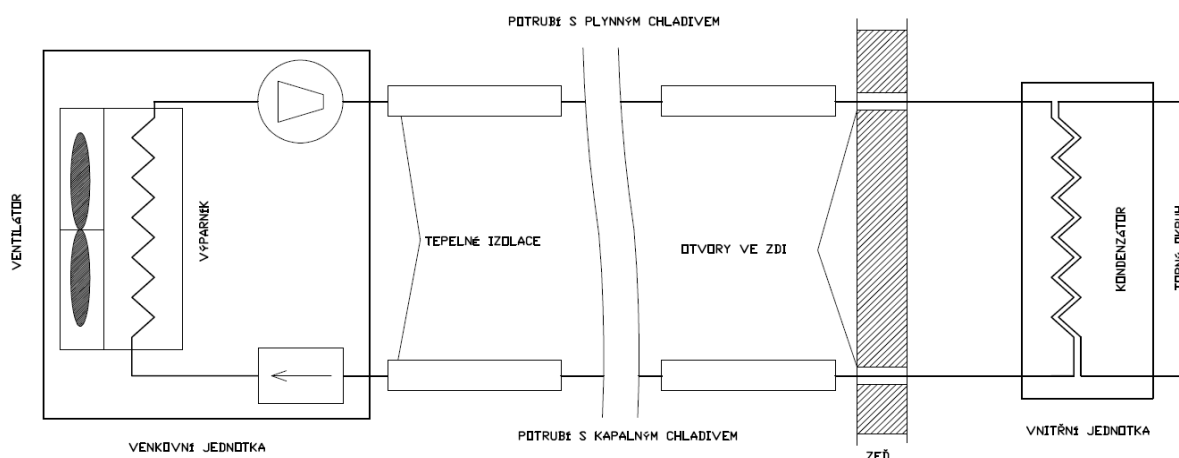
Dle způsobu získávání tepla se dělí TČ do několika skupin. Primární zdroj tepla má hlavní vliv na konstrukční řešení a vlastnosti tepelného čerpadla. Názvy systémů TČ bývají složeny ze dvou slov, přičemž první slovo označuje zdroj nízkopotenciálního tepla a druhé slovo představuje médium, do kterého se teplo předává.

- **TČ vzduch – voda** odebírá teplo z okolního nebo odpadního vzduchu, následně ho předává do topné vody.
- **TČ voda – voda** odebírá teplo z vody, která přímo protéká výměníkem na primární straně tepelného čerpadla. Primární okruh je otevřený. Teplo se předává do topné vody.
- **TČ země – voda** odebírá teplo z povrchové vrstvy zemského povrchu nebo z jeho hloubky, což se provádí pomocí výměníků, které jsou obvykle vyrobeny z plastů (tzv. kolektory). Primární okruh je uzavřený a naplněný nemrznoucí směsí. Teplo se také předává do topné vody.

5.1 Vzduch

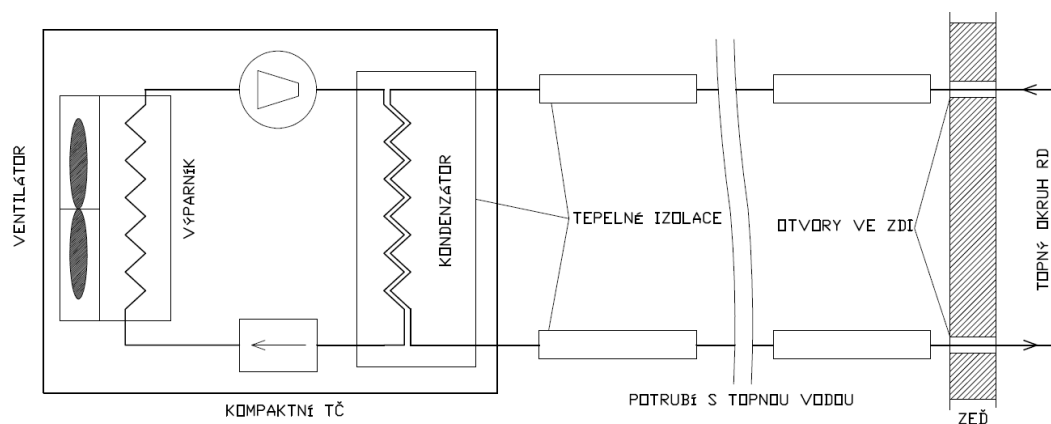
U tepelných čerpadel, jejichž zdrojem tepla je vzduch, je na primární straně většinou zapojen lamelový trubkový výparník doplněný ventilátorem, za účelem zlepšení přenosu tepla ze vzduchu. Konstrukční řešení se liší podle výrobce. Obvyklá konstrukce je dvoudílná, hovoříme tedy o děleném tepelném čerpadle (split). Venkovní a vnitřní část se spojují tepelně izolovanými trubkami z mědi, v nich pak proudí chladivo. Můžeme se setkat i s provedeními, kdy je venkovní část tvořena pouze výparníkem, ventilátorem a expanzním ventilem. Ostatní díly jsou pak uloženy ve vnitřní jednotce. Další možností je, že ve venkovní části je i kompresor a vnitřní jednotku tvoří jen sekundární výměník. Ventilátory mají vcelku malý příkon (100-300 [W]), podle druhu provedení výparníku mohou mít vodorovnou nebo svislou osu. Za účelem zisku větších výkonů tepelných čerpadel jich můžeme mít i více. Při provozování těchto venkovních jednotek se snažíme minimalizovat hluk ventilátoru i kompresoru, proto je instalujeme v oblastech, kde nám

hluk nevadí. U dělených TČ plníme chladivo na místě po montáži a po provedené tlakové zkoušce.



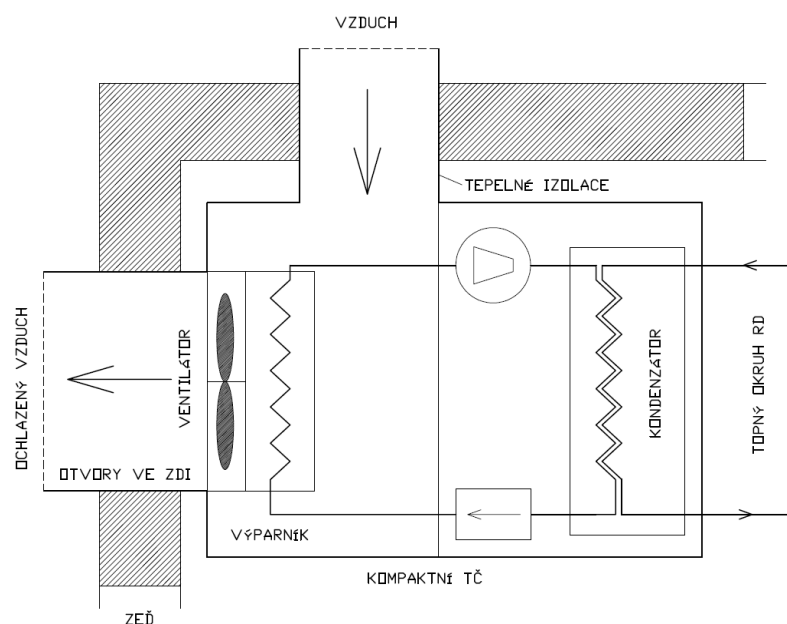
Obr. č. 2 – TČ vzduch voda v děleném provedení, [1]; Vlastní zpracování.

Další možností provedení nazýváme kompaktní. Celá soustava je vcelku a je naplněna chladivem od výrobce. V sekundárním výměníku proudí topná voda a toto potrubí pak vede od TČ, které je umístěno venku do domu. Musíme zajistit, aby nedošlo při výpadku elektrického proudu k zamrznutí tohoto potrubí a sekundárního výměníku, nebo v celém topném systému použít nemrznoucí směs. Je možné oddělit topný systém dalším výměníkem, to ale vyžaduje další oběhové čerpadlo a expanzní nádobu. Ve finále však budeme mít nižší topný faktor, protože TČ musí dodávat teplo do výměníku pomocí nemrznoucí směsi, která má vyšší teplotu.



Obr. č. 3 – Kompaktní TČ vzduch-voda umístěné venku, [1]; Vlastní zpracování.

Kompaktní tepelná čerpadla se dají instalovat i dovnitř budovy, většinou jsou situovány v přízemí, suterénu nebo v podkrovní místnosti. Vzduch se přivádí tepelně izolovanými „rukávy“ nebo potrubím. Musíme zajistit, aby do sání nevnikal ochlazený vzduch z jejich výfuku. Proto se tyto zařízení nejčastěji umísťují do rohových místností s vývody do vzájemně kolmých stěn. Vyfukovaný vzduch by se měl vyfukovat do volného prostoru, kde nebude vadit.



Obr. č. 4 – Kompaktní TČ vzduch-voda, umístěné v rohové místnosti, [1]; Vlastní zpracování.

U všech tepelných čerpadel typu vzduch – voda musíme počítat se srážením vodní páry na výparníku, nebo s tvorbou námrazy, kterou je nutné odstranit. Tvorba námrazy závisí hlavně na vlhkosti vzduchu. Odtávání provádíme reverzací chodu zařízení, tím zaměníme funkce výměníků výparník-kondenzátor, nebo výjimečně elektricky vhodně umístěným topným tělesem nebo kabelem. Oběma způsoby ztrácíme část energie a dochází i k poklesu COP.

5.2 Podzemní voda

Když přihlídneme na dosahovanou výši topného faktoru, může být voda ze správně dimenzovaného podzemního zdroje, třeba ze studny, nejlepší zdroj tepla pro tepelné čerpadlo. Protože je teplota spodních vod v průběhu celého roku poměrně stálá (od +10 [°C] do +8 [°C]), můžeme očekávat, že výkon TČ bude rovnoměrný i během zimního období a velikost topného faktoru se bude pohybovat v rozmezí 4 – 5. Předpokládané

ochlazení vody v tepelném čerpadle je asi o 3 až 5 [°C], nesmí být ale příliš velké, aby nedošlo k zamrznutí vody ve výparníku. Musíme kontrolovat průtok primární vody, abychom mohli TČ vypnout v případě jeho omezení nebo přerušení. Došlo by totiž k zamrznutí vody ve výparníku, který by se pak porouchal. Následné poškození může zapříčinit i únik chladiva a voda pronikající do chladivového okruhu.

Uvažujeme-li studny jako zdroj tepla, musíme na ně pokládat určité požadavky týkající se množství čerpané vody, její čistoty a také chemické složení. Voda, kterou vyčerpáme ze studny, se musí vracet zpět do země prostřednictvím tzv. vsakovací studny, ta by měla být situována asi 8 až 10 [m] od čerpací studny, v nejlepším případě takovým způsobem, aby tok podzemní vody směřoval od zdrojové studny. Provozování tepelného čerpadla tedy zajišťuje nepřetržitý pohyb podzemní vody, to ale může postupem času vyvolat problémy se zanášením studní tekoucími písky. Tyto potíže jsou závislé na hydrogeologických podmínkách dané oblasti. Při projednávání této investice je proto třeba zhodnotit vhodnost podloží a pak provést čerpací zkoušku. Ovšem ani úspěšná čerpací zkouška není zárukou stálého přítoku potřebného množství vody do budoucna. Studny s nezbytnými parametry není možné vždy a všude vytvořit a náklady mohou být velmi vysoké.

Pro určení skutečného topného faktoru je třeba vzít v potaz příkony čerpadel na obou stranách, jejich součet spolu s ovládacími obvody pak budou mít na skutečný topný faktor patrný vliv.

5.3 Tekoucí a stojatá povrchová voda

5.3.1 Přímý odběr tekoucí vody

Vodu odebíráme z řek, potoků či rybníků, potřebujeme k tomu ovšem povolení majitele nebo správce povodí. V průběhu roku je teplota vody proměnlivá a v zimě může být nižší než 4 [°C] nad nulou, což může zapříčinit zamrznutí v primárním výměníku. Protože hrozí jen malé ochlazení, musíme zajistit vyšší průtok.

Oběh vody je zajištěn stejně jako v předchozím případě vhodně zvoleným čerpadlem. Pro garanci vyššího průtoku je zapotřebí výkonné čerpadlo, kvůli tlakovým ztrátám potrubí a výměníků.

5.3.2 Nepřímý odběr tepla z tekoucí vody

Provádí se kolektory uloženými na dno toku. K čemuž je také zapotřebí povolení správce povodí. Ve výměníku je obsažena nemrznoucí a ekologicky nezávadná směs.

Nastane-li situace, kdy teplota vody klesne pod $+4\text{ }^{\circ}\text{C}$, je možné, že se na výměníku začne tvořit led. Tento problém však můžeme vyřešit delším výměníkem. Materiál výměníků může být měď nebo plast, v takovém případě se vyrábějí z tvrdých PE hadic. Uzavřený primární okruh s nemrznoucí směsí není závislý na čistotě tekoucí vody a pro čerpání solanky nepotřebujeme oběhové čerpadlo s velkým výkonem.

5.3.3 Nepřímý odběr tepla ze stojaté vody

Využitelný výkon při vložení výměníku na dno místa se stojatou vodou (rybník), se udává zhruba $1,5$ až $8\text{ [W/m}^2\text{]}$ vodní plochy. Stejně jako v předchozích případech se může projevit působení ledu a zamrzání vody. Je-li hloubka vody malá a odběr tepla vysoký, hrozí namrzání ledu na podchlazeném kolektoru, čímž se pak sníží jeho účinnost. Tomu však lze předejít zvětšením plochy kolektoru.

Při zvolení tekoucí nebo stojaté vody jako zdroje tepla pro tepelné čerpadlo je třeba splnit všechny požadavky ekologů a vodohospodářů. Ochlazováním stojaté vody se nesmí překročit daná hranice, abychom neohrozili živočichy. Je zřejmé, že z těchto důvodů nejsou tyto způsoby odebírání tepla více rozšířeny.

5.4 Zemský povrch jako zdroj tepla

V praxi odebíráme akumulovanou energii ze slunečního záření z povrchu nebo z hloubky. V obou uvedených možnostech jsou na primární straně tepelného čerpadla uzavřené výměníky, naplněné nemrznoucí směsí. Uzavřený primární okruh má výhodu ve stále čistotě směsi a v nízkém potřebném výkonu oběhového čerpadla. [1], [4]

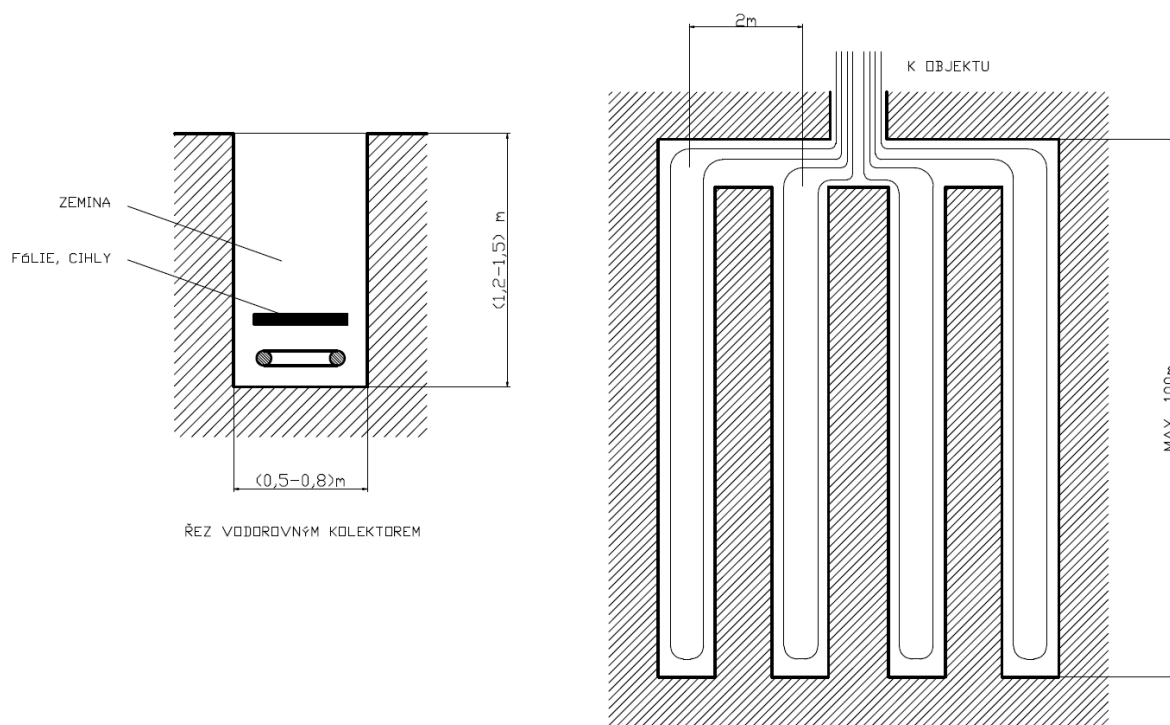
5.5 Vodorovné zemní (plošné) kolektory

Tímto způsobem využíváme teplo naakumulované v zemi přes letní období. Takzvané plošné kolektory jsou umístěny v zhruba $1,2$ až $1,5\text{ [m]}$ pod zemským povrchem, ve vzdálenosti asi $0,5$ až $0,8\text{ [m]}$ od sebe. Jedná se o PE hadice naplněné solankou. Jejich vnější průměr je buď 32 [mm] , nebo 40 [mm] , přičemž síla stěny je přibližně 3 [mm] . Okruhy by měly být stejně dlouhé (jejich délka by neměla přesahovat 200 [m]), spojujeme je pomocí tzv. rozdělovačů, které jsou vyrobeny z jednoduchých topenářských dílů z plastu nebo z kovu. Při montáži se doporučuje vést všechny hadice do objektu a až tam je spojit. Výkon, který je možné tímto způsobem získat se udává $20 - 25\text{ [W/m}^2\text{]}$ plochy země. Je vhodné systém lehce naddimenzovat. Uvádí se, že plocha, ze které se teplo odebírá, by měla být $3 - 4x$ větší než velikost otopné plochy.

Druh půdy	Výkon [W] na 1 [m] potrubí	Délka [m] na 1 [kW]	Výkon [W] na 1 [m ²]	Plocha [m ²] na 1 [kW]
Suchá	6	160	10	100
Vlhká	12-18	55-85	20-30	33-50
Mokrá	25	40	35	29

Tab. č. 1 – Orientační délky zemního kolektoru ve vztahu k výkonu TČ, [1]; Vlastní zpracování.

Hadice jsou instalovány v nezámrazné hloubce do objektu. Je třeba vzít v úvahu, že plošné kolektory mohou mít nepříznivý vliv na pěstování plodin, půda je totiž v jarních měsících mnohem více prochládlá.

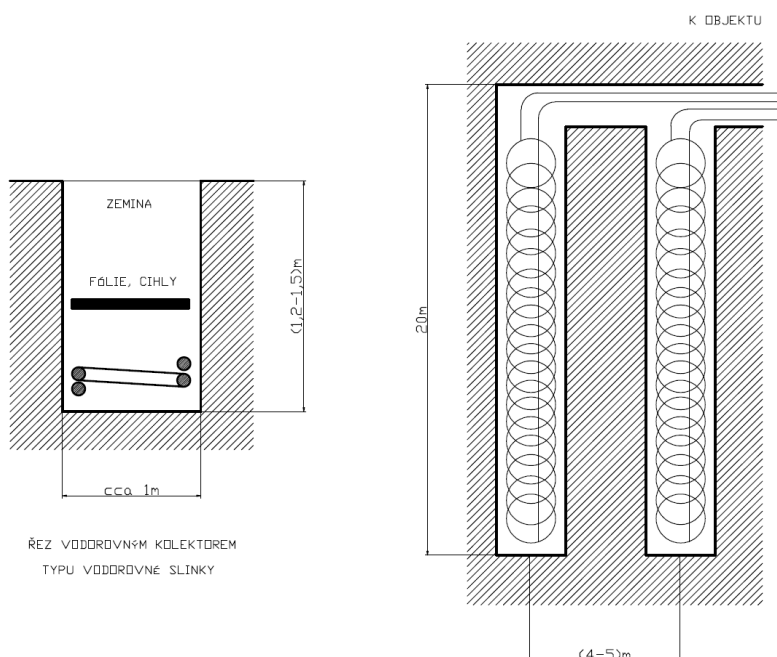


Obr. č. 5 – Uspořádání plošného zemního kolektoru, [1]; Vlastní zpracování.

5.6 Slinky V, Slinky H

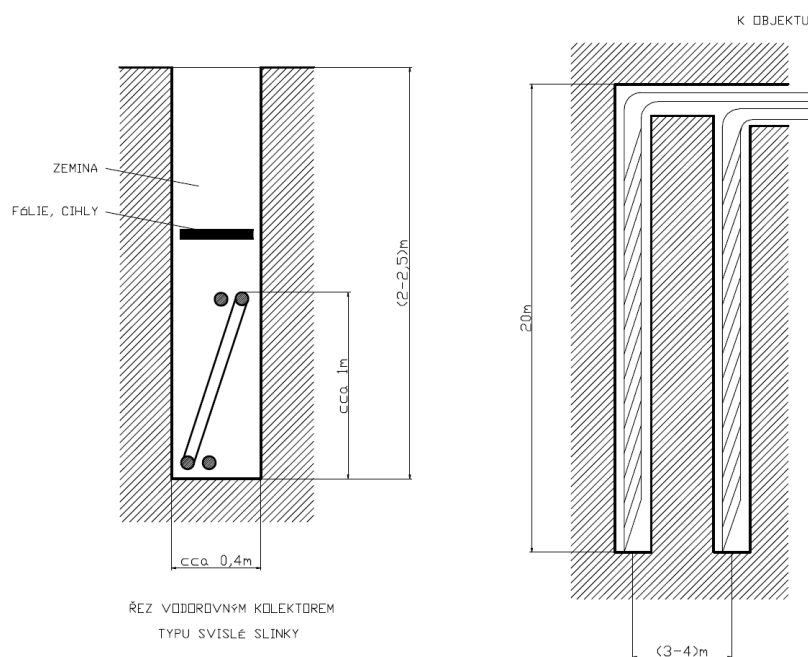
Na dně výkopu roztahujeme svinuté kolo PE hadic. Slinky mohou být podle způsobu uložení v provedení horizontálním – H, nebo vertikálním – V. Při roztahování svinuté hadice je vzhledem k tuhosti materiálu vhodné vznikající smyčky svazovat v místech křížení. Jednotlivé výkopy pak zahrneme zeminou.

U slinek H uvažujeme s výkonem jedné větve cca 1,5 [kW] (tato hodnota platí pro plošnou hustotu výkonu země zhruba 20 [W/m²]). Délka smyček jedné sekce bývá 200 metrů, přičemž vnitřní průměr PE hadice je 25 [mm] a tloušťka stěny 3 [mm].



Obr. č. 6. – Provedení zemního kolektoru typu „slinky H“, [1]; Vlastní zpracování.

U provedení slinek V počítáme s vyšším výkonem jedné větve (při stejné plošné hustotě tepelného toku). Ze stejné plastové hadice, která je dlouhá 200 [m], odebereme výkon o velikosti až (1,8 – 2) [kW].



Obr. č. 7. - Provedení zemního kolektoru typu „slinky V“, [1]; Vlastní zpracování.

Nikdy není na škodu počítat s rezervou, proto je vhodná větší plocha. Ve skutečnosti větší plocha a více smyček zajistí, že solanka bude mít v zimě vyšší teplotu a půda v okolí kolektoru nebude promrzat, zvýší se také topný faktor a výkon tepelného čerpadla.

Existují i varianty, které mají na primární straně místo vnějšího plastového výměníku a okruhu se solankou, primární výměník v zemi, jenž je tvořen měděným výparníkem TČ. Většinou se jedná o měkkou měděnou trubku o průměru asi 16 [mm], v níž proudí chladivo a odběr tepla ze země je tím pádem účinnější. Systém je naplněn chladivem už od výrobce, trubku v podstatě jen rozvineme a uložíme do výkopu. Tepelná čerpadla tohoto typu nejsou moc rozšířena, nejspíš proto, že bývají navrhována jen pro malé výkony a nejčastěji jako bivalentní.

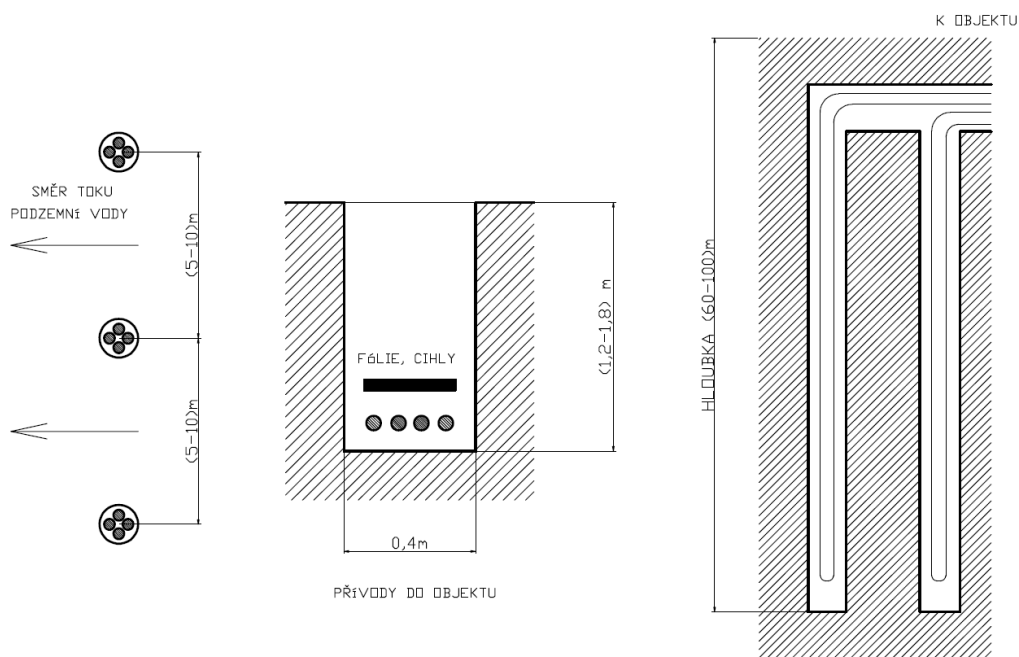
Jejich výhodou je jednodušší zapojení, poněvadž se vyhneme jinak nutnému okruhu se solankou, oběhovému čerpadlem a ostatním příslušenstvím. Tento způsob nemůžeme použít u svislých vrtů, protože by se olej působením gravitace shromažďoval v nejnižší části potrubí.

Všechny výše uvedené možnosti zapojení kolektorů vyžadují velkou plochu, což může mnohdy vést k devastaci zahrady. Vertikální zemní kolektory jsou prostorově naprosto nenáročné.

5.7 Vertikální zemní kolektory

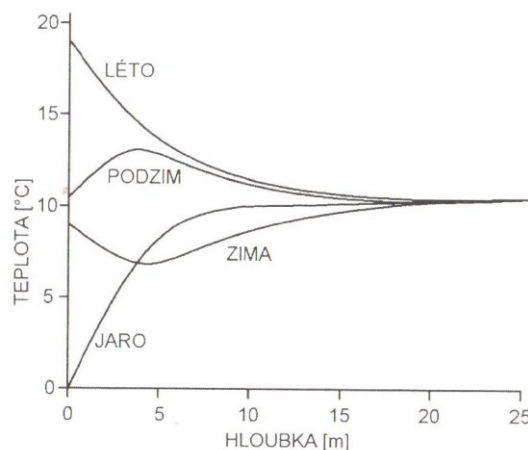
Jedná se o plastový výměník, který je vložen do hlubokého vrtu. Vrty o malých průměrech se po vložení hadic vyplňují vhodným materiálem.

Vertikální vrty se v zahraničí používají mnohem častěji než na našem území. Výměník je tvořen znovu PE hadicemi, obvykle s vnějším průměrem 32 až 40 [mm] a tloušťkou stěny 3 [mm]. Dvě nebo čtyři hadice se na jejich konci navaří do speciální hlavice, kterou se vytvoří jedna nebo dvě smyčky U. Průměr vrtů bývá okolo 150 [mm], jejich hloubka je v rozmezí 50 až 120 [m] (podle požadovaného výkonu a geologické situace). Hadice nejsou do vrtu jen volně vloženy, prostor okolo nich se vyplňuje speciální tepelně vodivou směsí. Ve spodní části, může být statický tlak i 1,2 [MPa], který výše uvedený okolní materiál kompenzuje. Požadujeme-li vyšší výkon, zhotovujeme více vrtů. Jejich vzdálenost se v literatuře doporučuje 5 až 10 [m].



Obr. č. 8. – Praktické provedení a orientační rozměry zemního vertikálního kolektoru, [1]; Vlastní zpracování.

Možnosti odběru tepla se mění v závislosti na geologické situaci. Během roku je teplota v zemi v hloubce pod 10 [m] téměř stálá (v ČR je to 10 – 12 [°C]). S narůstající hloubkou vrtu pak roste i teplota. Největší výhody tohoto řešení jsou malé nároky na prostor a to, že tento zdroj tepla je při vhodném navržení schopen pokrýt spotřebu tepla celoročně stejně jako předchozí systém, takže bivalence není nutná. Teplota média (solanky) je v tomto případě samozřejmě nižší než 10 [°C], jinak by přenos tepla nebyl možný. V zimním období se může stát, že i u správně dimenzovaných kolektorů, teplota média klesne pod nulu. I za takových podmínek ale tepelné čerpadlo pracuje s průměrným topným faktorem vyšším než $COP=3$.



Graf č. 2 – Průběhy teplot v zemi v závislosti na ročním období, [1].

Výroba takovýchto hlubokých vrtů není jednoduchá. Je zapotřebí specializované firmy, a jedná-li se o hloubku větší než 30 [m], je nutné mít i souhlas příslušného báňského úřadu. Stavebnímu úřadu pak stačí oznámení o provedení stavby, někdy trvají na jednoduchém projektu a poté vydají stavební povolení. V ojedinělých případech, kdy se vrtá v místech, kde by se mohly nacházet jisté podzemní sítě, by byl vyžadován i souhlas dotčených subjektů.

Poté, co se hadice vloží do vrtu, vyplní se prostor kolem nich speciální plastickou tepelně vodivou směsí, čímž se zajistí dokonalý přenos tepla. Přívodní hadice se dále vedou do objektu k TČ v nezámrzné hloubce. I v tomto případě se doporučuje jejich propojení prostřednictvím rozvaděče až v objektu. Je to výhodné z pohledu jednoduchého plnění nemrznoucí směsí a odvodu šneční.

Hloubka vrtů a délka kolektorů jsou závislé na složení podloží, množství podzemní vody a dalších faktorech. V tabulce č. 2 (níže) uvádím informativní hodnoty nutných délek kolektorů v závislosti na žádaném výkonu a složení podloží.

Druh podloží	Topný výkon [W] na 1 m délky kolektoru	Hloubka [m] na 1kW topného výkonu
Suché usazeniny	30	33
Jíly a břidlice	60	17
Pevná skála	80	13

Suchá zemina	30	33
Normální a pevná hornina	55	18
Hornina s velkou tepelnou vodivostí, jíly	80	13
Hornina s výskytem spodní vody	100	10

Tab. č. 2 – Informativní hloubky zemního kolektoru v závislosti na výkonu TČ, [1]; Vlastní zpracování.

Hodnoty v tab. č. 2 jsou získány ze dvou různých zdrojů, proto se mírně liší. Údaje jsou pouze informativní, protože se složení hornin na různých místech s hloubkou mění.

Pro dosažitelný výkon není důležitá jenom teplota, zejména je to tepelná vodivost hornin. Pro podmínky ve střední Evropě se podle zkušeností z Německa udává tepelný zisk z jílovitých podloží 45 až 50 [W/m], v situacích, kdy je pohyb spodních vod silný je to 60 až 70 [W/m].

Zhotovení vertikálních kolektorů a vrtů je možné ještě před počátkem stavby rodinného domu, přímo v místě, kde bude v budoucnu stát tepelné čerpadlo, což je velmi výhodné z pohledu na malou délku přívodů k rozdělovači. Situování vrtů mimo objekt také nebrání běžnému využívání pozemku, hadice totiž mohou vést v hloubce, ve které už nebude hrozit nebezpečí jejich poškození.

Investice pro výrobu vrtů je poměrně vysoká, v závislosti na druhu podloží se ceny pohybují mezi 700 až 1 200 [Kč/m] hloubky. Do této částky se obvykle zahrnuje i cena vložených kolektorů. Vrty do pevného podloží jsou lépe realizovatelné, tím pádem méně nákladné. Tepelná vodivost skalního podloží bývá také lepší, proto nemusejí být ani moc hluboké. [1]

6 Spojování PE hadic

Obvykle se snažíme spojování hadic v zemi vyhnout, v některých případech to ale není možné. V takových situacích volíme řešení pomocí speciálních navařovacích spojek, jenž se užívají při spojování plynových potrubí. Samotné navaření se provádí odporovým teplem, to vzniká přímo uvnitř spojky vlivem působení vestavěné elektrické topné spirály.

Pro spojení vodovodního potrubí v zemi, se používají plastové šroubovací spojky. Jako těsnění slouží pryžový O – kroužek.

7 Solanka

Pro přenos tepla pomocí kolektorů ve všech variantách provedení se používají uzavřené primární okruhy, které jsou naplněné nemrznoucí směsí. Nebereme v potaz její složení a obecně ji nazýváme solanka. Jedná se o ekologicky nezávadnou (nejedovatou) látku, která není moc drahá. Objem této směsi v primárním okruhu je 250 až 400 litrů. U tepelných čerpadel se většinou používají následující druhy takovéto směsi:

- **Polyetylenglykol a voda** – její složení je 30 [%] polyetylenglykol a 70 [%] voda. Má výhodné vlastnosti až do -15 [°C], nevýhodná je vyšší viskozita než u vody a nižší tepelná kapacita. Má také vyšší hydraulický odpor v potrubí (asi o 11 [%]). Protože je roztok jedovatý, dává se přednost **polypropylenglykolu**, který jedovatý není a má podobné vlastnosti.
- **Alkohol a voda** – v praxi se používá směs 25 [%] etanolu (etylalkoholu) a 75 [%] vody. Jako v předchozím případě se zvýší viskozita a tepelná kapacita klesá. Je také

nutné vzít na vědomí, že při smíchání etanolu a vody se vlivem chemických vazeb sníží objem výsledné směsi. Poté co smícháme 2 [l] vody a 1 [l] etylalkoholu, bude mít výsledná směs objem cca 2,8 [l].

Polyetylglykol ve vodě [%]	Bod tuhnutí [°C]	Měrné teplo c [kJ/(kg*°C)]
20	-10	3,85
34	-20	3,51
52	-30	3,04

Tab. č. 3 – Vlastnosti vodního roztoku polyetylglykolu, [1]; Vlastní zpracování.

Polypropylenglykol ve vodě [%]	Bod tuhnutí [°C]	Měrné teplo c [kJ/(kg*°C)]
25	-10	3,93
38	-20	3,68
47	-30	3,45

Tab. č. 4 – Vlastnosti vodního roztoku polypropylenglykolu, [1]; Vlastní zpracování.

Etanol ve vodě [%]	Bod tuhnutí [°C]	Měrné teplo c [kJ/(kg*°C)]
10	-6,0	4,39
20	-11,5	4,37
30	-17,5	4,18
40	-25,5	3,99
50	-33,5	3,64

Tab. č. 5 – Vlastnosti vodního roztoku etylalkoholu, [1]; Vlastní zpracování.

8 Rozdělovače

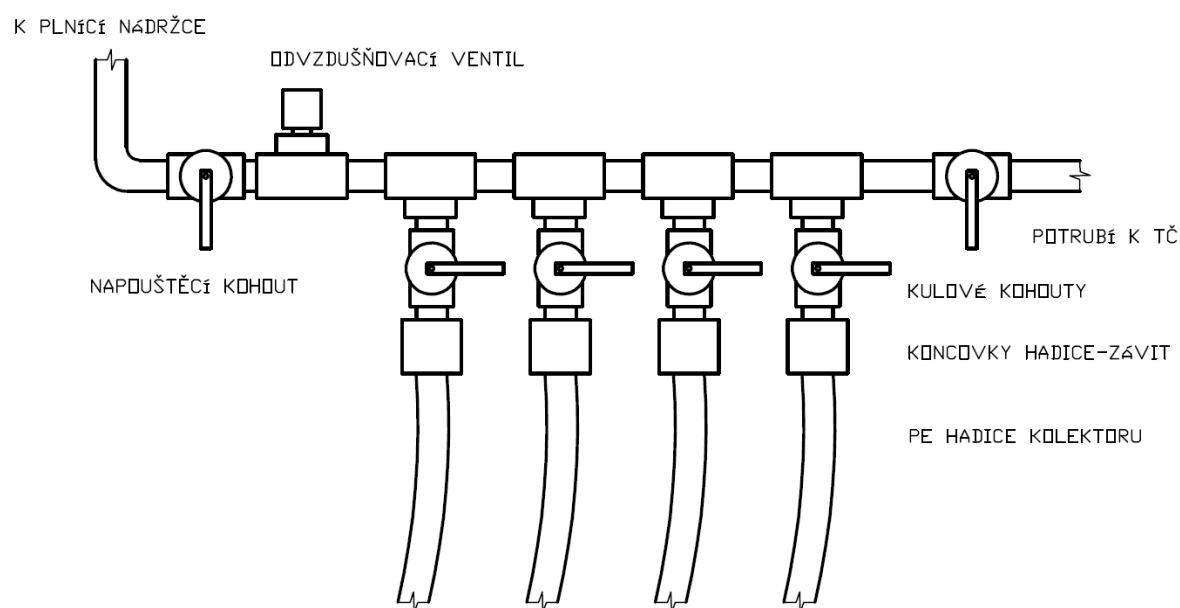
Kolektory, ať už jsou vertikální, nebo horizontální, se vždy skládají ze série plastových hadic, ty se musí příčným způsobem propojit. V praxi se to dělá tak, aby se daly jednoduše plnit solankou a odvzdušnit. Okruhů je většinou víc, jejich počet se pohybuje od 2 do 10. Konce hadic se nejdříve propojí a přizpůsobí pro připojení k tepelnému čerpadlu, k čemuž slouží rozdělovače.

Jedná se o vhodnou konstrukci z pozinkovaných nebo plastových T-kusů a redukci hadice-šroubení. K připojení PE hadic k potrubí se používají plastové šroubovací koncovky s těsněním, daly by se použít i navařovací koncovky s vnějším či vnitřním závitem, ovšem kvůli jejich ceně je výhodnější prvně zmíněná varianta.

U vodorovných kolektorů je doporučeno do každé jednotlivé větve uzavírací kulový kohout (nejčastěji velikost 1“), což je potřebné pro plnění a odvzdušnění. Hlavně tomu tak je u slinek, kde se musí vytlačit vzduch čerpadlem z každé smyčky samostatně, tím pádem musíme ostatní okruhy uzavřít.

U vertikálních kolektorů je účelné použití těchto kohoutů v situaci, kdy jsou vrty ve větší vzdálenosti od objektu a mohou se tak dostavit problémy s odvzdušněním.

Rozdělovače se také mohou osadit manometry, na kterých pak můžeme sledovat činnost oběhového čerpadla a lze tak porovnat průtoky jednotlivých sekcí. Tímto způsobem se dá také snadno zaznamenat potenciální závada.



Obr. č. 9 – Schéma rozdělovače v horizontálním provedení, [1]; Vlastní zpracování.

9 Expanzní nádrž primárního okruhu

Protože primární okruh je uzavřený a kapalina mění svůj objem podle teploty, je instalace patřičné expanzní nádoby nezbytná. Stejně jako u topných systémů se doporučuje používat uzavřené typy. Udává se, že vhodný objem expanzní nádržky je zhruba 2 [l] na 100 [l] solanky. Může být součástí konstrukce tepelného čerpadla, nebo se dá umístit u rozdělovače.

10 Oběhové čerpadlo primárního okruhu

Většinou postačí čerpadla s výkonem 100 až 150 [W], čerpadla vyšším potřebným výkonem se používají jen ojediněle. Nejlepší volbou jsou ty, které mají možnost přepínání počtu otáček.

Před volbou samotného výkonu musíme určit celkové tlakové ztráty celého okruhu při vypočteném průtoku. Ty se skládají ze sumy tlakových ztrát výměníku země-voda, filtru, tepelného výměníku primární strany a dalších prvků, které jsou zařazeny v cestě solanky. Musíme brát také v potaz vlastnosti solanky při nejnižší teplotě (její viskozita roste s klesající teplotou).

S ohledem na tepelnou kapacitu solanky při nízkých teplotách a žádaný přenesený výkon při určitém ochlazení pak stanovíme potřebný průtok. [1]

11 Tepelná ztráta budovy

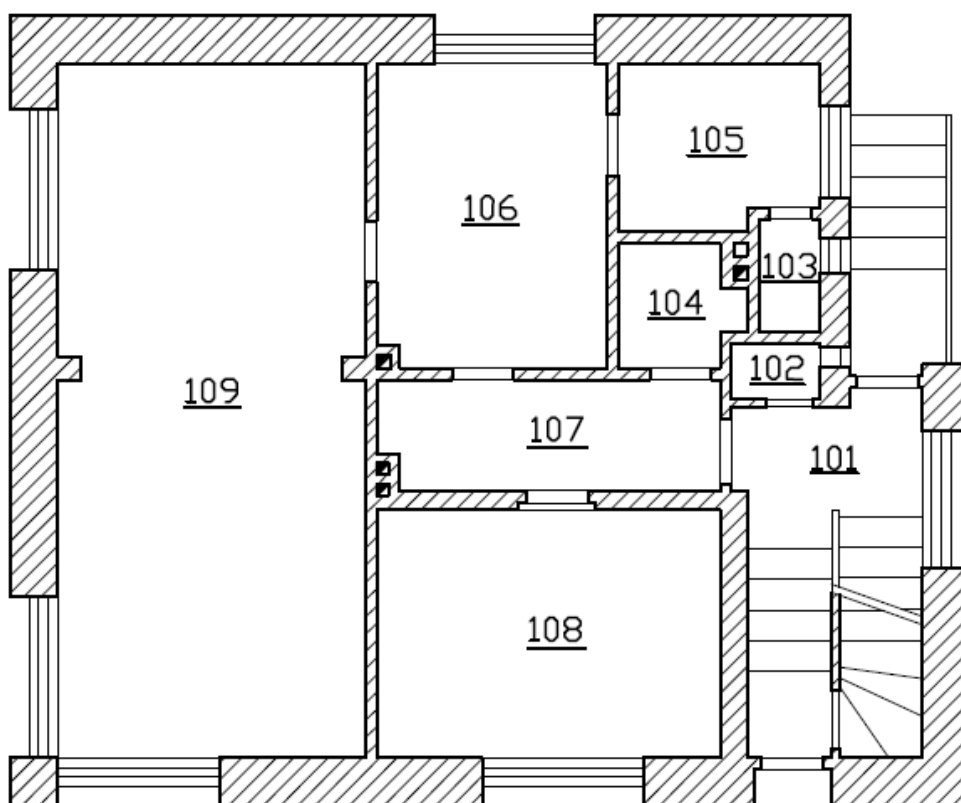
K výpočtu tepelné ztráty budovy jsem použil normu ČSN 060210, která stanovuje postup výpočtu tepelných ztrát budov prostupem stěnami a větrání.

11.1 Popis uvažovaného objektu

Jedná se o rodinný dům, jenž se nachází v obci Štěpánkovice v okrese Opava (Moravskoslezský kraj). Jde o podsklepený dvoupodlažní dům s podkrovím, je zateplený polystyrénem o tloušťce 10 [cm] a dřevěná okna byla vyměněna za plastová. Podle normy ČSN 060210 jsem zvolil následující vnitřní teploty:

- Sklep - 3 [°C]
- Podkroví - 3 [°C]
- Kotelna - 15 [°C]

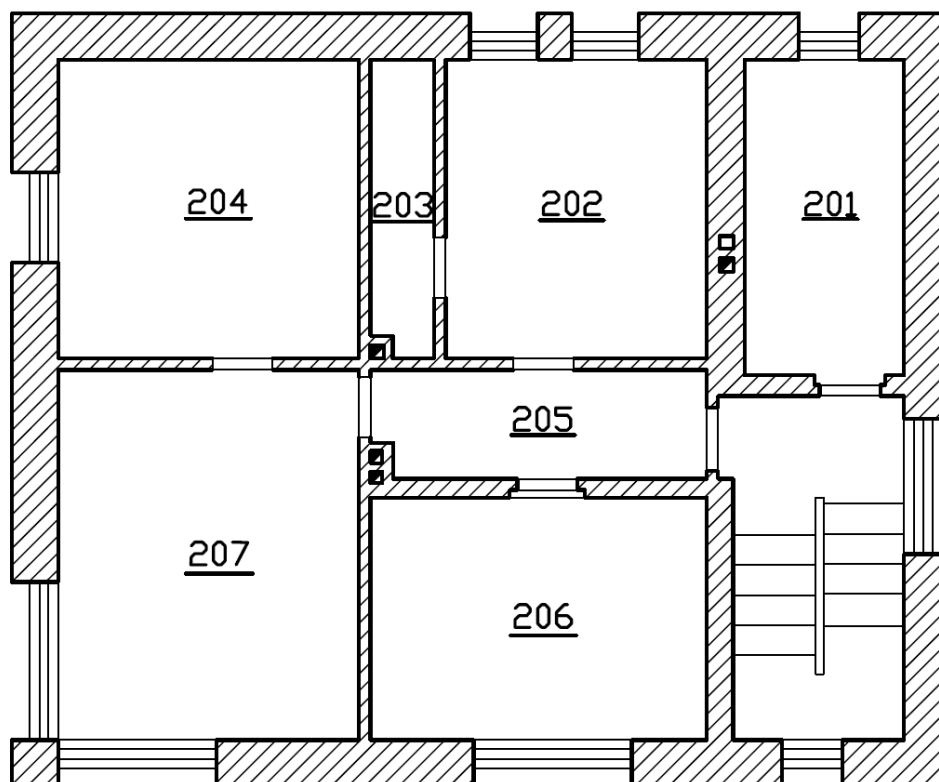
Vnitřní teploty ostatních místností jsou popsány níže. Pro uvedenou oblast, ve které se rodinný dům nachází, jsem zvolil venkovní výpočtovou teplotu – 15 [°C].



Obr. č. 10 – Půdorys přízemí; Vlastní zpracování.

Označení místnosti	Název místnosti	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
<u>101</u>	Schodiště	18
<u>102</u>	WC	15
<u>103</u>	Spíž	15
<u>104</u>	Koupelna	24
<u>105</u>	Kuchyně	20
<u>106</u>	Jídlna	20
<u>107</u>	Chodba	20
<u>108</u>	Ložnice	20
<u>109</u>	Obývací pokoj	23

Tab. č. 6 – Popis přízemních místností; Vlastní zpracování.



Obr. č. 11 – Půdorys 1. patra; Vlastní zpracování.

Označení místnosti	Název místnosti	Vnitřní výpočtová teplota t_i [°C]
<u>201</u>	Koupelna	24
<u>202</u>	Kuchyně	20
<u>203</u>	Spíž	18
<u>204</u>	Ložnice	20
<u>205</u>	Chodba	20
<u>206</u>	Pokoj	20
<u>207</u>	Obývací pokoj	22

Tab. č. 7 – Popis místností v 1. patře; Vlastní zpracování.

11.2 Výpočet celkové tepelné ztráty objektu

Celková tepelná ztráta \dot{Q}_C , je součet tepelné ztráty prostupem tepla konstrukcemi a tepelné ztráty větráním snižená o trvalé tepelné zisky.

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_p + \dot{Q}_v - \dot{Q}_z, \quad [\text{W}] \quad (1)$$

Kde:

- \dot{Q}_p - tepelná ztráta prostupem tepla [W],
- \dot{Q}_v - tepelná ztráta větráním [W],
- \dot{Q}_z - trvalý tepelný zisk [W].

Tepelná ztráta prostupem tepla

Tepelná ztráta místnosti prostupem tepla \dot{Q}_p , je dána vztahem:

$$\dot{Q}_p = \dot{Q}_0 \cdot (1 + p_1 + p_2 + p_3), \quad [\text{W}] \quad (2)$$

Kde:

- \dot{Q}_0 - základní tepelná ztráta prostupem tepla [W],
- p_1 - přírážka na vyrovnání vlivu chladných konstrukcí [-],
- p_2 - přírážka na urychlení zátoku [-],

- p_3 - přírážka na světovou stranu [-].

Základní tepelnou ztrátu prostupem tepla \dot{Q}_0 , vypočteme součtem tepelných toků prostupem tepla v ustáleném tepelném stavu jednotlivými konstrukcemi, které ohraničují vytápěnou místnost do venkovního prostředí nebo do sousedních místností.

$$\dot{Q}_0 = k_1 \cdot S_1 \cdot (t_i - t_{e1}) + k_2 \cdot S_2 \cdot (t_i - t_{e2}) + \dots + k_n \cdot S_n \cdot (t_i - t_{en}), \quad [\text{W}] \quad (3)$$

Kde:

- $S_1, S_2 \dots S_n$ - ochlazovaná část stavební konstrukce [m^2],
- $k_1, k_2 \dots k_n$ - součinitel prostupu tepla [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$],
- t_i - výpočtová vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$],
- $t_{e1}, t_{e2} \dots t_{en}$ - výpočtová teplota prostředí na vnější straně konstrukce [$^{\circ}\text{C}$].

V případě, že je u některé ze stavebních konstrukcí teplota na vnější straně vyšší než teplota ve vytápěné místnosti, má tepelný tok, jenž prostupuje touto stavební konstrukcí zápornou hodnotu. V tom případě jde o tepelný zisk zmenšující základní tepelnou ztrátu místnosti prostupem tepla \dot{Q}_0 .

Dále musíme stanovit přírážku na vyrovnání vlivu chladných stavebních konstrukcí p_1 , kterou se umožňuje zvýšení teploty vnitřního vzduchu tak, že i při nižší povrchové teplotě ochlazovaných konstrukcí bude ve vytápěné místnosti dosaženo požadované výpočtové vnitřní teploty t_i , pro kterou počítáme základní tepelnou ztrátu \dot{Q}_0 . Přírážku p_1 tedy vypočteme následovně:

$$p_1 = 0,15 \cdot k_C \quad [-] \quad (4)$$

Kde:

- k_C - průměrný součinitel prostupu tepla všech konstrukcí místnosti [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$].

Průměrný součinitel prostupu tepla všech konstrukcí místnosti k_C stanovíme z následujícího vztahu:

$$k_C = \frac{\dot{Q}_0}{\sum S \cdot (t_i - t_e)} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (5)$$

Kde:

- \dot{Q}_0 - základní tepelná ztráta prostupem tepla [W],

- $\sum S$ - celková plocha konstrukcí ohraničujících vytápěnou místnost [m^2],
- t_i - výpočtová vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$],
- t_e - výpočtová venkovní teplota [$^{\circ}\text{C}$].

Přirážku na urychlení zátoku p_2 uvažujeme jen u objektů, u kterých ani při nejnižších venkovních teplotách nelze zajistit nepřerušované vytápění. Při výpočtech většinou předpokládáme nepřerušovaný provoz vytápění, tudíž s p_2 nepočítáme.

Hodnota přirážky p_3 (přirážka na světovou stranu) je závislá na poloze nejvíce ochlazované stavební konstrukce místnosti. V případě, že je ochlazovaných konstrukcí více, rozhoduje poloha jejich společného rohu. S největší přirážkou počítáme u pokoje se třemi nebo čtyřmi ochlazovanými konstrukcemi.

Světová strana	J	JZ	Z	SZ	S	SV	V	JV
Přirážka p_3	-0,05	0	0	0,05	0,1	0,05	0,05	0

Tab. č. 8 – Přirážka p_3 na světovou stranu; Vlastní zpracování.

Tepelná ztráta prostoru větráním

Tepelnou ztrátu místnosti (prostoru) větráním \dot{Q}_v stanovíme ze vztahu:

$$\dot{Q}_v = 1300 \cdot \dot{V}_v \cdot (t_i - t_e) \quad [\text{W}] \quad (6)$$

Kde:

- \dot{V}_v - objemový tok větracího vzduchu [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],
- t_i - výpočtová vnitřní teplota [$^{\circ}\text{C}$],
- t_e - výpočtová venkovní teplota [$^{\circ}\text{C}$].

Za hodnotu objemového toku větracího vzduchu místnosti dosazujeme \dot{V}_{vH} nebo \dot{V}_{vp} , vždy tu vyšší. Objemový tok větracího vzduchu vychází z hygienických, či technologických požadavků, ty jsou určovány potřebnou intenzitou výměny vzduchu n_h .

$$\dot{V}_{vH} = \frac{n_h}{3600} \cdot V_m \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (7)$$

Kde:

- V_m - vnitřní objem místnosti [m^3],

- n_h - intenzita výměny vzduchu [h^{-1}].

Při přirozeném větrání infiltrací, stanovíme požadovanou veličinu \dot{V}_{vp} z následující rovnice:

$$\dot{V}_{vp} = \sum (i_{LV} \cdot L) \cdot B \cdot M \quad [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] \quad (8)$$

Kde:

- $\sum (i_{LV} \cdot L)$ - součet průvzdušnosti oken a venkovních dveří místnosti [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \cdot \text{Pa}^{-0,67}$],
- i_{LV} - součinitel spárové provzdušnosti [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1} / \text{m} \cdot \text{Pa}^{-0,67}$],
- L - délka spar otevíratelných částí oken a venkovních dveří [m],
- B - charakteristické číslo budovy [$\text{Pa}^{0,67}$],
- M - charakteristické číslo místnosti [-].

11.3 Detailní výpočet tepelných ztrát zvolené místnosti

Pro názorný detailní výpočet tepelných ztrát jsem si vybral místnost 106. Jde o jídelnu v přízemí, nachází se zde tři dveřní otvory do okolních místností a jedno okno. Vnitřní výpočtová teplota této místnosti je 20 [°C]. Výpočty tepelných ztrát ostatních místností jsou uvedeny v příloze č. 1.

11.3.1 Výpočet součinitele prostupu tepla pro obvodovou zeď

Nejprve je zapotřebí zjistit, z jakých materiálů se zeď skládá, pak budeme moci vypočítat součinitel prostupu tepla. Obvodová zeď celého domu se skládá z následujících vrstev: vápenocementová omítka (vnitřní), zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD, škvára, tvarovka, omítka, polystyrén, omítka (vnější).

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
Vápenocementová omítka	0,02	0,99
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,14	0,49

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
Škvára	0,07	0,27
Tvarovka	0,14	0,49
Omítka	0,015	0,99
Polystyrén	0,1	0,051
Omítka	0,015	0,99

Tab. č. 9 – Vrstvy obvodové zdi; Vlastní zpracování.

K výpočtu součinitele prostupu tepla použiju následující vzorec:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{l_1}{\lambda_1} + \frac{l_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{l_i}{\lambda_i} + \frac{1}{\alpha_e}} \quad [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

Kde:

- α_i – součinitel prostupu tepla (pro interiér $\alpha_i=8$) [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- α_e – součinitel prostupu tepla (pro exteriér $\alpha_e = 23$) [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
- l – délka vrstvy [m]
- λ – měrná tepelná vodivost jednotlivých vrstev [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{0,1}{0,051} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{23}} = 0,3322 \text{ } [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

11.3.2 Výpočet součinitele tepla pro stropní konstrukci

Strop přízemí (tzn. podlaha 1. patra) tvoří pouze vrstva železobetonu o tloušťce 10 centimetrů. Tepelná vodivost tohoto materiálu je $1,43 \text{ } [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$. Pro tento výpočet jsem použil vzorec (9).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,43} + \frac{1}{8}} = 3,1256 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Poznámka: Protože se jedná o dům s podkrovím, dosazuju při výpočtu za α_e hodnotu 8.

11.3.3 Výpočet součinitele tepla pro podlahovou konstrukci

Podlaha přízemí je tvořena několika vrstvami. Nejprve je to 5 [cm] hutného betonu, pak následuje škvára, železobeton a nakonec polystyrén. Pro větší přehlednost uvádím jednotlivé materiály včetně jejich tloušťek a tepelných vlastností do tabulky č. 10 (níže).

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost $\lambda [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$
Beton hutný	0,05	1,23
Škvára	0,07	0,27
Železobeton	0,1	1,43
Polystyrén	0,02	0,051

Tab. č. 10 – Vrstvy podlahové konstrukce přízemí; Vlastní zpracování.

Pro tento výpočet jsem zvolil vzorec (9).

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,05}{1,23} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,1}{1,43} + \frac{0,02}{0,051} + \frac{1}{8}} = 1,0661 [\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Poznámka: Protože se jedná o podsklepený dům, dosazuju při výpočtu za α_e hodnotu 8.

11.3.4 Výpočet součinitelů prostupu tepla pro vnitřní stěny

Všechny vnitřní stěny ohraničující zvolenou místnost 106 mají dveřní otvor o rozměrech 200 x 80 [cm] s skládají se z omítnutých tvarovek (viz. tab. č. 11). Pro tento výpočet jsem zvolil vzorec (9).

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Omítka	0,015	0,99
Tvarovka	0,14	0,49
Omítka	0,015	0,99

Tab. č. 11 – Vrstvy vnitřní stěny; Vlastní zpracování.

$$k = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{8}} = 1,7667 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

11.3.5 Výpočet základní tepelné ztráty

Základní tepelná ztráta prostupem tepla \dot{Q}_0 , se vypočte součtem tepelných toků prostupem tepla jednotlivými konstrukcemi, které ohraničují vytápěnou místnost do venkovního prostředí nebo do sousedních místností. Z důvodu rozdílných teplot v místnostech 105 (kuchyně) a 104 (koupelna), jsem příslušnou zeď rozdělil na dvě plochy. Součinitel prostupu tepla pro okno s dvojsklem jsem zvolil podle normy ČSN 060210 (k=2,7). Pro tento výpočet jsem použil vzorec (3).

$$\begin{aligned} \dot{Q}_0 &= 1,7667 \cdot 5,9 \cdot (20 - 20) + 1,7667 \cdot 8,1 \cdot (20 - 23) + 0,3321 \cdot 5 \cdot (20 - (-15)) + \\ &+ 1,7667 \cdot 3,7 \cdot (20 - 20) + 1,7667 \cdot 4,55 \cdot (20 - 24) + 2,7 \cdot 2,5 \cdot (20 - (-15)) + \\ &+ 1,0661 \cdot 11,64 \cdot (20 - 3) + 3,1256 \cdot 8,148 \cdot (20 - 20) + 3,1256 \cdot 3,492 \cdot (20 - 18) \\ \dot{Q}_0 &= 452,1 \text{ [W]} \end{aligned}$$

11.3.6 Výpočet tepelné ztráty prostupem tepla

Nejdříve je zapotřebí stanovit průměrný součinitel prostupu tepla všech konstrukcí místnosti k_c . Pro tento výpočet jsem zvolil vzorec (5).

$$k_c = \frac{452,1}{46,19 \cdot (20 - (-15))} = 0,2233 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}]$$

Dále musíme vypočítat přírážku na vyrovnání vlivu chladných stavebních konstrukcí p_1 , kterou určíme podle vztahu (4).

$$p_1 = 0,15 \cdot 0,2233 = 0,0335 [-]$$

Přírážku na urychlení zátopu p_2 zanedbám. Poslední přírážku p_3 (na světovou stranu) určím podle tabulky č. 8 (výše). Zvolená místnost 106 se nachází na severní straně domu, takže do vztahu dosadím hodnotu 0,1. Tepelné ztráty ostatních místností uvádím v tabulce č. 12 (viz. níže). K samotnému výpočtu pak použiju vzorec (2).

$$\dot{Q}_p = 452,1 \cdot (1 + 0,0335 + 0 + 0,1) = 512,45 [\text{W}]$$

Označení místnosti	\dot{Q}_p [W]	Označení místnosti	\dot{Q}_p [W]
<u>101</u>	1319,77	<u>109</u>	3010,10
<u>102</u>	-13,05	<u>201</u>	881,27
<u>103</u>	27,71	<u>202</u>	326,42
<u>104</u>	278,23	<u>203</u>	-66,49
<u>105</u>	428,26	<u>204</u>	394,65
<u>106</u>	512,46	<u>205</u>	47,25
<u>107</u>	92,50	<u>206</u>	383,05
<u>108</u>	574,83	<u>207</u>	874,13

Tab. č. 12 – Tepelné ztráty prostupem tepla; Vlastní zpracování.

$$\sum \dot{Q}_p = 9071,13 [\text{W}]$$

11.3.7 Výpočet tepelné ztráty větráním

Při tomto výpočtu je zapotřebí nejprve stanovit objemový tok větracího vzduchu. K tomu potřebuji znát vnitřní objem místnosti V_m , což je 29,1 [m³]. Za intenzitu výměny vzduchu n_h dosadím hodnotu 0,5.

$$\dot{V}_{vH} = \frac{0,5}{3600} \cdot 29,1 = 0,004042 \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$

Samotnou tepelnou ztrátu místnosti (prostoru) větráním \dot{Q}_v stanovíme ze vztahu (6).

$$\dot{Q}_v = 1300 \cdot 0,004042 \cdot (20 - (-15)) = 183,89 \text{ [W]}$$

Označení místnosti	\dot{Q}_v [W]	Označení místnosti	\dot{Q}_v [W]
<u>101</u>	327,83	<u>109</u>	654,96
<u>102</u>	12,45	<u>201</u>	153,15
<u>103</u>	12,32	<u>202</u>	212,70
<u>104</u>	33,64	<u>203</u>	53,01
<u>105</u>	91,77	<u>204</u>	263,58
<u>106</u>	183,89	<u>205</u>	106,64
<u>107</u>	103,64	<u>206</u>	234,60
<u>108</u>	164,22	<u>207</u>	359,07

Tab. č. 13 – Tepelná ztráta větráním; Vlastní zpracování.

$$\sum \dot{Q}_p = 2969,55 \text{ [W]}$$

11.3.8 Výpočet celkové tepelné ztráty

K výpočtu celkové tepelné ztráty zvolené místnosti 106 použiju vztah (1).

Za hodnotu \dot{Q}_z (tepelný zisk) dosadím 0, protože tepelné zisky jsem již zahrnul do výpočtu základní tepelné ztráty (viz. výše).

$$\dot{Q}_C = 512,45 + 183,89 - 0 = 696,34 \text{ [W]}$$

Celková tepelná ztráta rodinného domu pak tedy bude:

$$\dot{Q}_C = 9071,13 + 2969,55 - 0 = 12\,040,69 \text{ [W]}$$

12 Potřeba tepla pro vytápění a přípravu TUV

12.1 Potřeba tepla pro vytápění

Výpočet roční potřeby tepla pro vytápění domu vyplývá z tepelných ztrát pro nepřerušované vytápění (viz. výše). Určíme ji tedy z následujícího vztahu:

$$Q_{\text{VYT,R}} = 24 \cdot 3,6 \cdot \dot{Q}_C \cdot f_1 \cdot \frac{d \cdot (t_{\text{is}} - t_{\text{es}})}{(t_{\text{is}} - t_e)} \quad [\text{MJ}] \quad (10)$$

Kde:

- \dot{Q}_C - celková tepelná ztráta [kW],
- f_1 - koeficient, který vyjadřuje vliv současnosti výpočetních hodnot uvažovaných při výpočtu [-],
- d – počet dnů otopného období [-],
- t_{is} – průměrná vnitřní teplota [°C],
- t_{es} – průměrná venkovní teplota [°C],
- t_e – výpočtová venkovní teplota [°C].

$$Q_{\text{VYT,R}} = 24 \cdot 3,6 \cdot 12,0407 \cdot 0,75 \cdot \frac{228 \cdot (19,94 - 8,71)}{(19,94 - (-15))} = 57\,176,61 \text{ [MJ]}$$

$$Q_{\text{VYT,R}} = \frac{57176,61}{3600} = 15,88 \text{ [MWh]}$$

12.2 Potřeba tepla pro přípravu teplé vody

Tímto výpočtem stanovíme potřebnou tepelnou energii, která je zapotřebí k ohřátí určitého množství vody na požadovanou teplotu. Voda bude ohřívána ze 7 [°C] na 60 [°C].

Nejdříve je však nutné vypočíst denní potřebu teplé vody. Tento výpočet závisí na počtu osob, které celoročně bydlí v uvažovaném domě a na spotřebě teplé vody pro každou z nich. Rodinný dům celoročně obývá 5 osob a denní spotřeba teplé vody pro jednu osobu je zhruba 50 [l].

$$V_d = n \cdot 0,05 \quad [\text{m}^3/\text{den}] \quad (11)$$

Kde:

- n – počet osob [-],
- V_d – denní spotřeba teplé vody [m^3/den].

$$V_d = 5 \cdot 0,05 = 0,25 \quad [\text{m}^3/\text{den}]$$

Výpočet potřeby tepla pro přípravu teplé vody pak vypočítám podle následujícího vzorce:

$$Q_{\text{TUV,D}} = (1 + z) \cdot \frac{\rho \cdot c \cdot V_d \cdot (t_2 - t_1)}{3600} \quad [\text{kWh}] \quad (12)$$

Kde:

- z – koeficient energetických ztrát systému pro přípravu teplé vody [-],
- ρ - měrná hmotnost vody [kg/m^3],
- c – měrná tepelná kapacita vody [kJ/kgK],
- V_d – spotřeba teplé vody za den [m^3/den],
- t_1 – teplota studené vody [$^{\circ}\text{C}$],
- t_2 – teplota ohřáté vody [$^{\circ}\text{C}$].

$$Q_{\text{TUV,D}} = (1 + 0,25) \cdot \frac{1000 \cdot 4,186 \cdot 0,25 \cdot (60 - 7)}{3600} = 19,25 \quad [\text{kWh}]$$

Při výpočtu roční potřeby tepla pro přípravu teplé vody uvažujeme i s teplotami studené vody v létě a v zimě. Roční spotřebu tepla pro přípravu TUV pak vypočtu následovně:

$$Q_{\text{TUV,R}} = Q_{\text{TUV,D}} \cdot d + 0,8 \cdot Q_{\text{TUV,D}} \cdot \frac{t_2 - t_{\text{svl}}}{t_2 - t_{\text{svz}}} \cdot (N - d) \quad [\text{kWh}] \quad (13)$$

Kde:

- d – počet dnů topného období [-],

- t_{svl} – teplota studené vody v létě [$^{\circ}\text{C}$],
- t_{svz} – teplota studené vody v zimě [$^{\circ}\text{C}$],
- N – počet pracovních dnů soustavy v roce [-].

$$Q_{TUV,R} = 19,25 \cdot 228 + 0,8 \cdot 19,25 \cdot \frac{60-15}{60-5} \cdot (365-228) = 6115,2 \text{ [kWh]}$$

12.3 Celková roční spotřeba tepla pro vytápění a přípravu teplé vody

Hodnotu celkové roční spotřeby tepla získám sečtením potřeby tepla pro vytápění a přípravu teplé vody.

$$Q_R = Q_{VYT,R} + Q_{TUV,R} \quad [\text{MWh}] \quad (14)$$

Kde:

- $Q_{VYT,R}$ - roční potřeba tepla pro vytápění [MWh],
- $Q_{TUV,R}$ - roční potřeba tepla pro přípravu TUV [MWh].

$$Q_R = 15,88 + 6,1152 = 21,99 \text{ [MWh]}$$

13 Návrh tepelného čerpadla

Ze zadání mé diplomové práce je patrné, že zdrojem tepla pro mnou navrhované tepelné čerpadlo bude země. Z důvodu malé plochy pozemku jsem si zvolil řešení pomocí vertikálních kolektorů.

13.1 Volba chladiva

Volím chladivo R407c, jedná se o zeotropní chladivo, což znamená, že jde o směs více druhů chladiv (v tomto případě to jsou R32, R125 a R134a), která mají proměnlivé složení v průběhu fázové přeměny páry na kapalinu. Má velký teplotní skluz (teplota během kondenzace a vypařování není konstantní) cca 6 [K], kterému se ale dá předejít použitím dlouhých typů deskových výměníků. Toto chladivo je často používané u tepelných čerpadel země-voda a voda-voda. Plní se pouze v kapalně formě. [1]

- ODP-vliv chladiva na poškozování ozónové vrstvy Země (pro R407c; ODP=0)
- GWP-vliv látek na tzv. skleníkový efekt (pro R407c; GWP=1,980)

13.2 Výpočet oběhu TČ

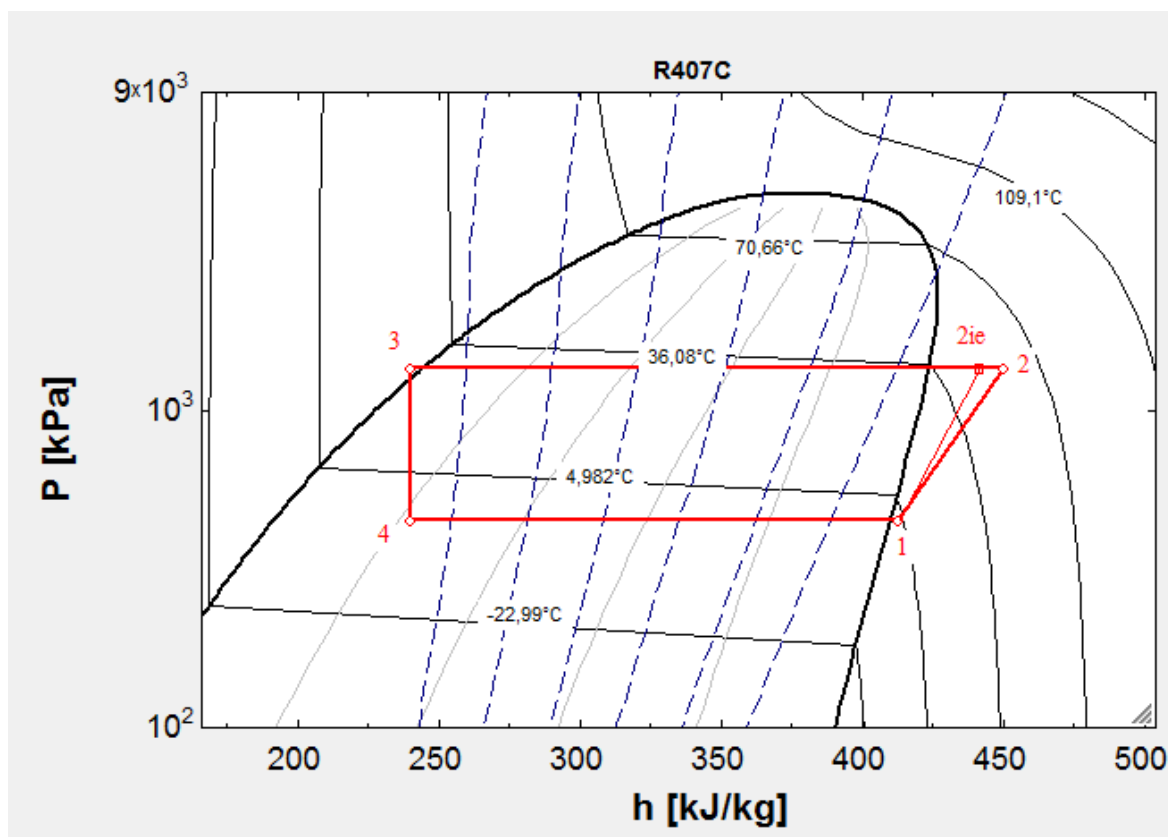
K tomuto výpočtu jsem použil program Engineering Equation Solver. Pro výpočet jsem zvolil: kondenzační teplotu $T_k = 35$ [°C], vypařovací teplota $T_0 = 0$ [°C]. Pro teploty podchlazení v kondenzátoru a přehřátí ve výparníku jsem zvolil: $\Delta T_k = \Delta T_v = 3$ [°C]. Hodnoty vypočtené v EES, se kterými budu dále počítat uvádím v tabulkách č. 14 a č. 15 (viz. níže). Výpis z programu Engineering Equation Solver je v příloze č. 2. [4]

Entalpie [kJ/kg]		
Páry na vstupu do kompresoru	h_1	412,2
Páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	$h_{2,ie}$	438,7
Páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	h_2	450,1
Kapaliny na konci kondenzace a po podchlazení v kondenzátoru	h_3	239,3
Mokré páry po expanzi na expanzním ventilu	h_4	239,3

Tab. č. 14– Hodnoty entalpií vypočtených v EES; Vlastní zpracování.

Tlak [kPa]		
Vypařovací tlak	p_0	460
Kondenzační tlak	p_k	1348

Tab. č. 15- Hodnoty tlaků vypočtených v EES; Vlastní zpracování.



Obr. č. 12 – P-h diagram vypočtený v EES pro chladivo R407c.

Na základě těchto hodnot vypočítám další potřebné parametry oběhu tepelného čerpadla.

Hmotová topivost (teoretická)

$$q_{T,t} = h_{2,ie} - h_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (15)$$

Po dosazení:

$$q_{T,t} = 438,7 - 239,3 = 199,4 \text{ [kJ/kg]}$$

Hmotová topivost (skutečná)

$$q_T = h_2 - h_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (16)$$

Po dosazení:

$$q_T = 450,1 - 239,3 = 210,8 \text{ [kJ/kg]}$$

Hmotová chladivost

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad \text{[kJ/kg]} \quad (17)$$

Po dosazení:

$$q_0 = 412,2 - 239,3 = 172,9 \text{ [kJ/kg]}$$

Měrná práce kompresoru (teoretická)

$$a_t = h_{2,je} - h_1 \quad \text{[kJ/kg]} \quad (18)$$

Po dosazení:

$$a_t = 438,7 - 412,2 = 26,5 \text{ [kJ/kg]}$$

Měrná práce kompresoru (skutečná)

$$a = h_2 - h_1 \quad \text{[kJ/kg]} \quad (19)$$

Po dosazení:

$$a = 450,1 - 412,2 = 37,9 \text{ [kJ/kg]}$$

Hmotový tok chladiva

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_T}{q_T} \quad \text{[kg/s]} \quad (20)$$

Kde:

- \dot{Q}_T - požadovaný tepelný výkon tepelného čerpadla, při daných teplotách [kW]

Po dosazení:

$$\dot{m} = \frac{11,3}{210,8} = 0,0536 \text{ [kg/s]}$$

Chladicí výkon tepelného čerpadla

$$\dot{Q}_{0,TC} = \dot{m} \cdot q_0 \quad [\text{kW}] \quad (21)$$

Po dosazení:

$$\dot{Q}_{0,TC} = 0,0536 \cdot 172,9 = 9,273 \text{ [kW]}$$

Příkon kompresoru (teoretický)

$$P_{\text{komp},t} = \dot{m} \cdot a_t \quad [\text{kW}] \quad (22)$$

Po dosazení:

$$P_{\text{komp},t} = 0,0536 \cdot 26,5 = 1,4204 \text{ [kW]}$$

Příkon kompresoru (skutečný)

$$P_{\text{komp}} = \dot{m} \cdot a \quad [\text{kW}] \quad (23)$$

Po dosazení:

$$P_{\text{komp}} = 0,0536 \cdot 37,9 = 2,0314 \text{ [kW]}$$

Topný faktor (teoretický)

$$\text{COP}_t = \frac{q_{T,t}}{a_t} \quad [-] \quad (24)$$

Po dosazení:

$$\text{COP}_t = \frac{199,4}{26,35} = 7,53 \quad [-]$$

Topný faktor (skutečný)

$$\text{COP} = \frac{q_T}{a} \quad [-] \quad (25)$$

Po dosazení:

$$\text{COP} = \frac{210,8}{37,9} = 5,573 \text{ [-]}$$

Chladicí faktor

$$\varepsilon_o = \frac{q_o}{a} \quad \text{[-]} \quad (26)$$

Po dosazení:

$$\varepsilon_o = \frac{172,9}{37,9} = 4,573 \text{ [-]}$$

Kompresní poměr

$$\sigma = \frac{p_k}{p_o} \quad \text{[-]} \quad (27)$$

Po dosazení:

$$\sigma = \frac{1348}{460} = 2,929 \text{ [-]}$$

Čerpací poměr

$$\varphi = \frac{\dot{Q}_T}{\dot{Q}_{o,TČ}} \quad \text{[-]} \quad (28)$$

Po dosazení:

$$\varphi = \frac{11,3}{9,273} = 1,219 \text{ [-]}$$

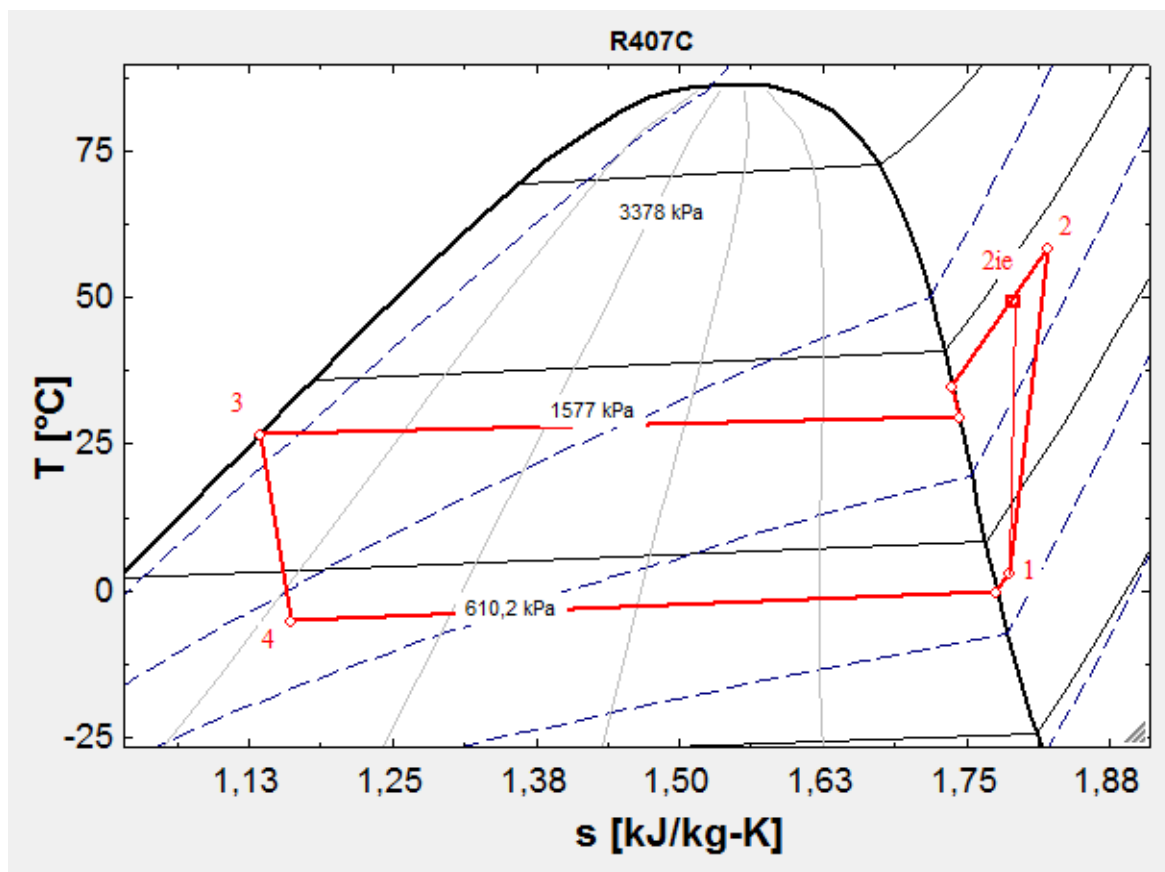
Vypočtené hodnoty entropií a teplot z programu EES pro oběh tepelného čerpadla uvádím v tabulkách č. 16 a č. 17 (viz. níže).

Entropie [kJ/(kgK)]		
Při vypařování	s ₀	1,776
Páry na vstupu do kompresoru	s ₁	1,786
Páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	s _{2,ie}	1,790
Páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	s ₂	1,821
Páry na začátku kondenzace	s ₀₂	1,737
Kapaliny na konci kondenzace	s ₀₃	1,743
Kapaliny po podchlazení v kondenzátoru	s ₃	1,135
Mokré páry po expanzi na expanzním ventilu	s ₄	1,162

Tab. č. 16 – Hodnoty entropií vypočtených v EES; Vlastní zpracování.

Teplota [°C]		
Při vypařování	T ₀	0
Páry na vstupu do kompresoru	T ₁	3
Páry po kompresi v kompresoru (teoretická)	T _{2,ie}	48,23
Páry po kompresi v kompresoru (skutečná)	T ₂	58,53
Páry na začátku kondenzace	T ₀₂	35
Kapaliny na konci kondenzace	T ₀₃	29,7
Kapaliny po podchlazení v kondenzátoru	T ₃	26,7
Mokré páry po expanzi na expanzním ventilu	T ₄	-4,905

Tab. č. 17 – Hodnoty teplot vypočtených v EES; Vlastní zpracování.



Obr. č. 13 - T-s diagram vypočtený v EES pro chladivo R407c.

13.3 Výpočet průměrů potrubí

Nejprve jsem určil z tabulky termodynamických vlastností chladiva R407c hodnoty specifických hmotností pro dané teploty.

	Teplota [°C]	Specifická hmotnost [kg/m ³]
plyn	0	18,95
plyn	35	55,56
kapalina	35	1094

Tab. č. 18 – Termodynamické vlastnosti chladiva R407c, [1]; Vlastní zpracování.

V dalším kroku jsem určil objem chladiva na 1 [kg], což je v podstatě převrácená hodnota specifické hmotnosti uvedená v tabulce č. 18 (viz. výše).

- Plyn při 0 °C ->
$$v_1 = \frac{1}{18,95} = 0,0527 \text{ [kg/m}^3\text{]}$$

- Plyn při 35 °C -> $v_2 = \frac{1}{55,56} = 0,0179 \text{ [kg/m}^3\text{]}$
- Kapalina při 35 °C -> $v_3 = \frac{1}{1094} = 0,000914 \text{ [kg/m}^3\text{]}$

Dále mohu vypočítat objemové průtoky chladiva v jednotlivých potrubích, k tomuto výpočtu použiju vzorec (29). Nejdříve ale musím přepočítat hmotnostní průtok \dot{m} [kg/s] na [kg/h].

$$\dot{m} = 0,0536 \cdot 3600 = 192,96 \text{ [kg/h]}$$

$$\dot{V} = \dot{m} \cdot v \quad [\text{m}^3/\text{h}] \quad (29)$$

Objemový průtok sacího potrubí

$$\dot{V}_1 = \dot{m} \cdot v_1 = 192,96 \cdot 0,0527 = 10,182 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Objemový průtok výtlačného potrubí

$$\dot{V}_2 = \dot{m} \cdot v_2 = 192,96 \cdot 0,0179 = 3,473 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Objemový průtok kapalinového potrubí

$$\dot{V}_3 = \dot{m} \cdot v_3 = 192,96 \cdot 9,14 \cdot 10^{-4} = 0,176 \text{ [m}^3/\text{h]}$$

Dle doporučených rychlostí proudění chladiva v [1] jsem zvolil následující rychlosti proudění:

- Sací potrubí 7 až 12 [m/s] volím $w_1 = 7 \text{ [m/s]}$
- Výtlačné potrubí 10 až 15 [m/s] volím $w_2 = 11 \text{ [m/s]}$
- Kapalinové potrubí 0,4 až 0,8 [m/s] volím $w_3 = 0,6 \text{ [m/s]}$

V dalším kroku jsem vypočítal průřezy potrubí podle následujícího vzorce:

$$S = \frac{\dot{V}}{w \cdot 3600} \quad [\text{m}^2] \quad (30)$$

Pro sací potrubí:

$$S_1 = \frac{\dot{V}_1}{w_1 \cdot 3600} = \frac{10,182}{7 \cdot 3600} = 4,04 \cdot 10^{-4} [\text{m}^2]$$

Pro výtlačné potrubí:

$$S_2 = \frac{\dot{V}_2}{w_2 \cdot 3600} = \frac{3,473}{11 \cdot 3600} = 8,77 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2]$$

Pro kapalinové potrubí:

$$S_3 = \frac{\dot{V}_3}{w_3 \cdot 3600} = \frac{0,176}{0,6 \cdot 3600} = 8,16 \cdot 10^{-5} [\text{m}^2]$$

Dále jsem dle následujícího vzorce spočetl průměry potrubí.

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \quad [\text{m}] \quad (31)$$

Průměr sacího potrubí:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 4,04 \cdot 10^{-4}}{\pi}} = 0,02268 [\text{m}] \rightarrow 22,68 [\text{mm}]$$

Průměr výtlačného potrubí:

$$d_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_2}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,77 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,01056 [\text{m}] \rightarrow 10,56 [\text{mm}]$$

Průměr kapalinového potrubí:

$$d_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot S_3}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8,16 \cdot 10^{-5}}{\pi}} = 0,01019 [\text{m}] \rightarrow 10,19 [\text{mm}]$$

Dle vypočtených hodnot průměrů potrubí volím následující průměry:

- Sací potrubí 28 [mm]
- Výtlačné potrubí 16 [mm]

- Kapalinové potrubí 12 [mm]

13.4 Návrh komponentů TČ

13.4.1 Sběrač kapalného chladiva

Jedná se o tlakovou nádobu, plnící funkci zásobníku celého množství kapalného chladiva a odlučovače bublin. Zaručuje, aby do termostatického expanzního ventilu proudila pouze kapalina. Musí být dimenzován na nejvyšší možný tlak, který může v systému nastat. [1]

Pro svůj návrh jsem zvolil sběrač chladiva **EURO – EMF 5,6**, o objemu 5,6 [l] a maximálním provozním tlakem 28 [bar].



Obr. č. 14 – Sběrač chladiva EURO – EMF 5,6, [12].

13.4.2 Filtrdehydrátor

Úkolem filtrdehydrátoru je zachycování drobných pevných částic, vody a pohlcování škodlivin z okruhu chladiva. Při montáži se musí dodržet naznačený směr průtoku kapalného chladiva. Musí být instalován ve svislé poloze, abychom zajistili rovnoměrnější průtok chladiva. [1]

Pro svůj návrh jsem zvolil filtrdehydrátor **12 4316/M12S Castel**.

	12 4316/M12S Castel
Připojení [mm]	12
Velikost [mm]	158
Průměr [mm]	73

	12 4316/M12S Castel
Hmotnost [kg]	0,640

Tab. č. 19– Parametry filtrdehydrátoru, [10]; Vlastní zpracování.



Obr. č. 15 – Filtrdehydrátor 12 4316/M12S CASTEL, [10]

13.4.3 Průhledítko

Průhledítko nám umožňuje sledovat tok kapaliny v potrubí. Většinou bývá opatřeno indikátorem vlhkosti, který změní barvu mezikruží (nejčastěji ze zelené na žlutou). Po vysušení chladiva se pak barva indikátoru vrátí na původní. Víčko s okénkem bývá utěsněno pryžovým těsněním a je možné jej odšroubovat. Průhledítko může být namontováno ve vodorovné i svislé poloze. [1]

Pro svůj návrh jsem zvolil průhledítko **Castel 3940/M12**, které se připojuje pájením na trubku 12 [mm]. Je určeno pro maximální pracovní tlak 45 [bar] a teplotní rozsah -30 až +110 [°C].



Obr. č. 16 – Průhledítko Castel 3940/M12, [12].

13.4.4 Kompresor

Kompresor u tepelných čerpadel má za úkol stlačovat páry chladiva, jenž se vytváří ve výparníku. Ty se pak silně zahřejí a postupují do kondenzátoru, tam zkapalní a předají teplo topné vodě.

Pro svůj návrh jsem zvolil spirálový kompresor Scroll – **ZH30 K4E PFJ-524** (firma Copeland), který je schopen přečerpávat 10,182 [m³] plynu za hodinu.

Význam znaků v označení:

ZH	rozsah použití (pro tepelná čerpadla)
30K	kód jmenovitého chladicího výkonu
4	modelová řada
E	esterový olej
PFJ	jednofázový motor 230V/50Hz
524	pájecí hrdla

	ZH30 K4E PFJ-524
Výkon motoru [kW]	2,9
Topný výkon [kW]	9,4
Výkonnost [m ³ /h]	11,7
Přepravní hmotnost [kg]	41
Čistá hmotnost [kg]	38
Nejvyšší provozní proud [A]	22,0
Proud při zablokovaném rotoru [A]	108
Odpor vinutí [Ω]	0,60

Tab. č. 20– Parametry kompresoru, [9]; Vlastní zpracování.



Obr. č. 17 – Kompresor ZH30 K4E PFJ-524, [9].

Spirálové kompresory scroll se skládají ze dvou kovových spirál vložených do sebe. Horní bývá pevná s otvorem uprostřed, který je spojený s výtlačnou trubicí. Dolní spirála se neotáčí, pouze krouží v horním díle díky excentru umístěnému na hřídeli motoru. Tímto způsobem se mezi spirálami v místech s různým zakřivením tvoří plynové kapsy, které se postupně posouvají do středu spirál a zmenšují svůj objem. [1], [9]

13.4.5 Expanzní ventil

Úkolem expanzního ventilu je vstříkovat správné množství kapalného chladiva do výparníku takovým způsobem, aby byl správně plněn a byl v optimálním provozním režimu.

Pro svůj návrh jsem zvolil elektronický pulzní expanzní ventil **Alco EX2**. Oba vývody jsou pro připojení s průměrem 12 [mm].



Obr. č. 19 – Elektronický pulzní expanzní ventil Alco EX2, [13]

Tento elektronicky řízený expanzní ventil je odlišný od klasických termo-expanzních ventilů tím, že nemá membránu ani tykavku. Je opatřen pouze tryskou určité velikosti, která se pak pomocí elektromagnetu naplno otevírá nebo zavírá. Poměrem doby otevření a zavření se reguluje množství vstříkovaného chladiva. Elektromagnet je řízen

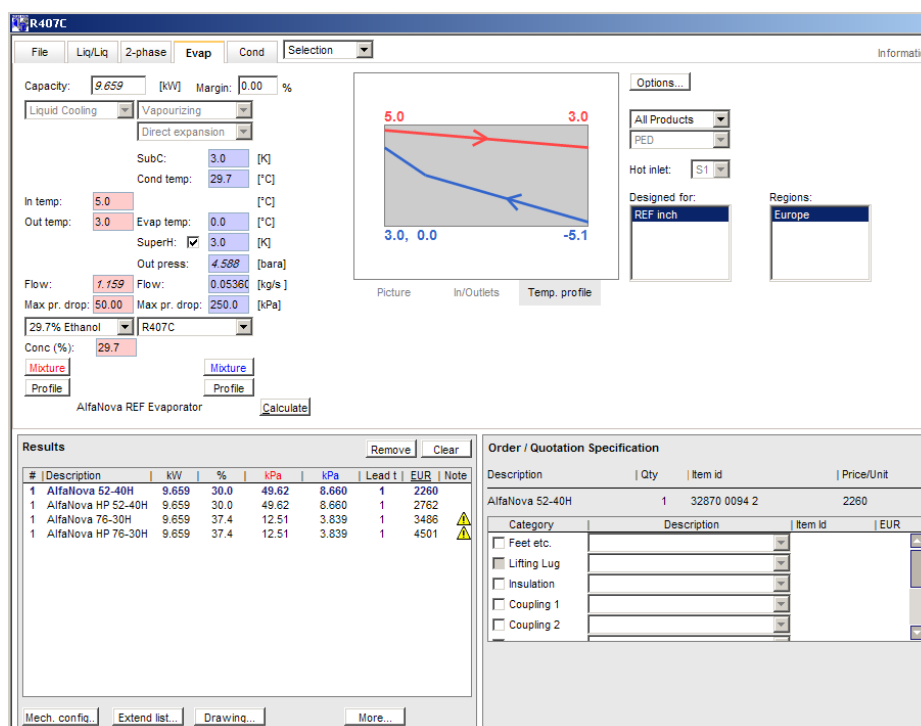
elektronickou jednotkou, jenž získává údaje ze snímačů teplot za ventilem a za výparníkem (popř. jinde). [1], [13]

13.4.6 Výparník

Výparník bývá umístěn vždy na primární straně oběhu tepelného čerpadla. Přivádíme do něj nízkopotenciální teplo z okolního prostředí pomocí teplotnosného média (nemrznoucí směs). Do jeho druhé poloviny pak tryska expanzního ventilu vstříkují pod velkým tlakem kapalné chladivo, které se rychle odpařuje. Tímto způsobem se výparník podchladí na nižší teplotu, než je teplota prostředí, odkud teplo odebíráme.

K návrhu výparníku jsem použil program AlfaSelect, ve kterém jsem na základě teplot v oběhu, hmotnostního průtoku a chladicího výkonu zvolil vhodný výparník.

Pro svůj návrh jsem vybral deskový výměník **AlfaNova 52-40H**.



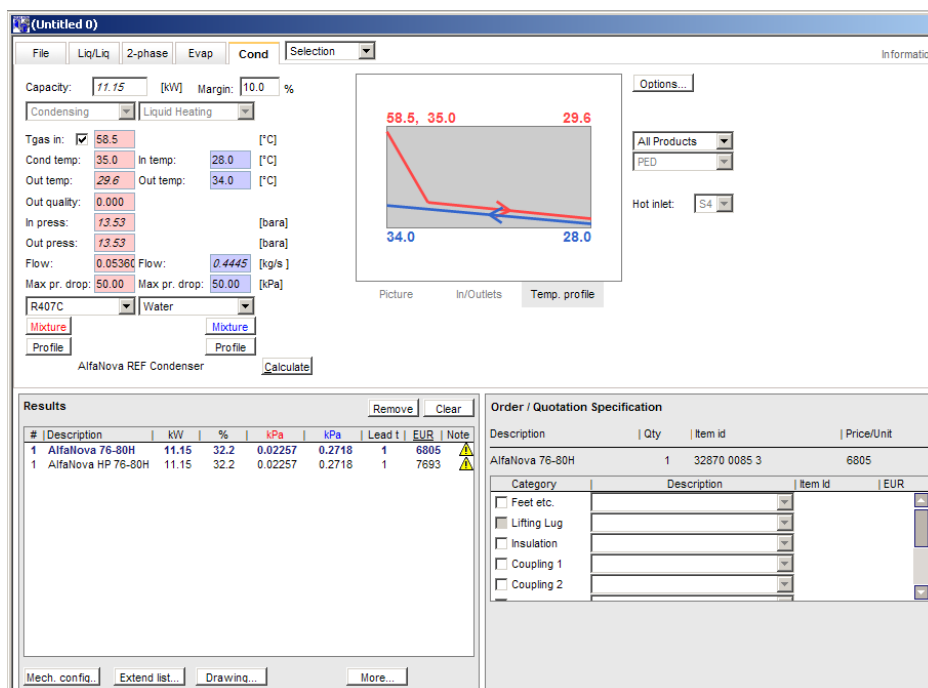
Obr. č. 20 – Návrh výparníku v prostředí návrhového programu AlfaSelect.

13.4.7 Kondenzátor

Do kondenzátoru je veden stlačený plyn, který má vyšší teplotu než topná voda. Plyn v kondenzátoru zkondenzuje a předá teplo chladnější topné vodě.

K návrhu kondenzátoru jsem použil program AlfaSelect, ve kterém jsem na základě teplot v oběhu, hmotnostního průtoku a chladicího výkonu zvolil vhodný kondenzátor.

Pro svůj návrh jsem vybral deskový výměník **AlfaNova 76-80H**.



Obr. č. 21 - Návrh kondenzátoru v prostředí návrhového programu AlfaSelect.

13.5 Ostatní komponenty k připojení TČ

Akumulační nádrž

- Volím akumulční nádrž se dvěma přírubovými hrdly – **PS2F 300 N+** o objemu 285 [l]. [20]

Expanzní nádoba primárního okruhu

- Volím závěsnou expanzní nádrž **HS012**, o objemu 12 [l]. [19]

Zásobník TV + elektrické topné těleso

- Volím zásobník **RBC 300** o objemu 300 [l] a s připojeným elektrickým topným tělesem o výkonu 2 [kW]. [21], [22]

Oběhové čerpadlo primárního okruhu

- Volím čerpadlo **ALPHA 2 L 25-60 180**. [17]

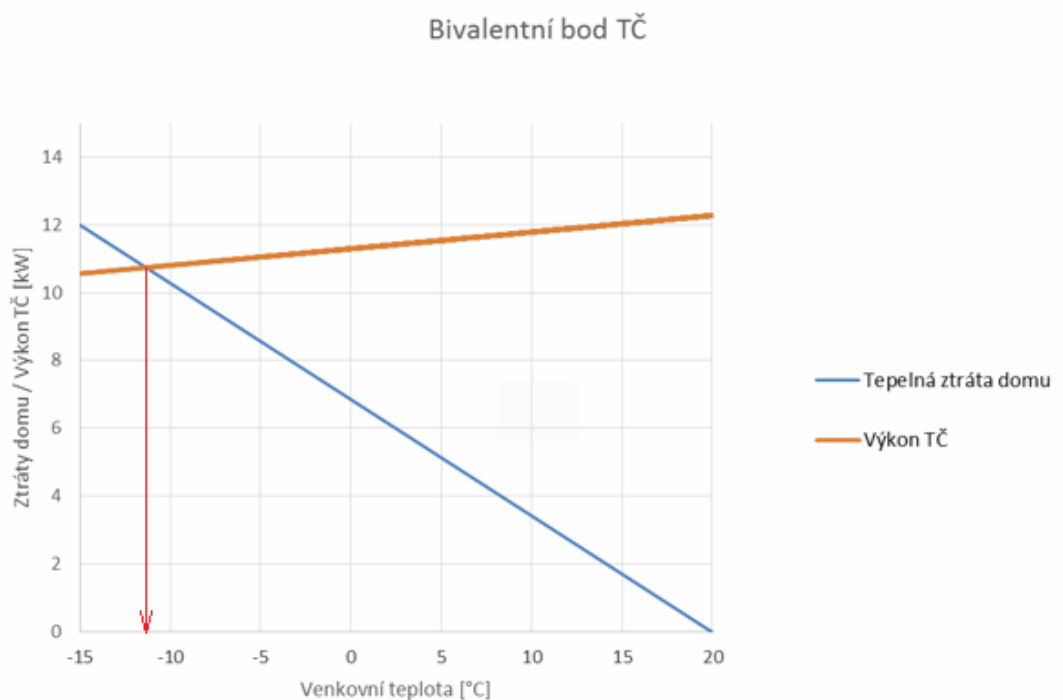
Oběhové čerpadlo teplé vody

- Volím čerpadlo **ALPHA 2 L 25-40 180**. [18]

13.6 Stanovení bivalentního bodu TČ

Navrhované tepelné čerpadlo bude pracovat v bivalentním provozu, což znamená, že je schopno pokrýt celou potřebu tepla až do určité venkovní teploty (bivalentní bod), která je předem stanovená. Při poklesu pod tuto teplotu, se zapne další tepelný zdroj (bivalentní).

V grafu č. 3 (viz. níže) jsem stanovil křivku výkonu tepelného čerpadla v závislosti na naměřených teplotách venkovního vzduchu pro uvažovanou lokalitu.



Graf č. 3 – Bivalentní bod TČ; Vlastní zpracování.

Z grafu je patrné, že tepelné čerpadlo je schopno pokrýt potřebu tepla až do venkovní teploty $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$, pak je nutno zbývající teplo dodat bivalentním zdrojem tepla.

Podle naměřených hodnot venkovního vzduchu jsem zjistil, že během roku je venkovní teplota nižší než $-11\text{ }^{\circ}\text{C}$ zhruba jen v pěti dnech, takže dodatečný zdroj tepla bude využíván minimálně.

Jako bivalentní zdroj tepla jsem zvolil dvě elektrické topná tělesa se jmenovitým výkonem 2 [kW] , přičemž jedno bude dohřívat topnou vodu a druhé vodu v zásobníku TUV. [4], [22]

V tabulce č. 21 uvádím pro větší přehlednost hodnoty topného faktoru, příkonu a tepelného výkonu TČ v závislosti na průměrných venkovních teplotách v jednotlivých měsících. Při venkovní teplotě $13\text{ }^{\circ}\text{C}$ se většinou přestává topit, proto jsou údaje v tabulce, týkající se letních měsíců (teplot překračujících tuto hranici) pouze teoretické.

	Venkovní teplota t_e [°C]	Topný faktor ε [-]	Příkon P [kW]	Tepelný výkon \dot{Q}_T [kW]
Leden	-1,87	4,15	2,68	11,2
Únor	-0,05	4,18	2,70	11,29
Březen	3,28	4,24	2,74	11,46
Duben	8,60	4,34	2,80	11,72
Květen	14,34	4,44	2,87	12,00
Červen	16,78	4,49	2,90	12,12
Červenec	18,49	4,52	2,92	12,20
Srpen	18,58	4,52	2,92	12,21
Září	13,32	4,42	2,85	11,95
Říjen	9,34	4,35	2,81	11,75
Listopad	4,18	4,26	2,75	11,50
Prosinec	-1,07	4,16	2,69	11,24

Tab. č. 21 – Výkonové údaje tepelného čerpadla; Vlastní zpracování.

14 Ekonomické zhodnocení projektu

14.1 Investiční náklady

Nejdříve je potřeba vypočítat celkové náklady na pořízení tepelného čerpadla (viz. tab. č. 22). Tyto náklady zahrnují jednotlivé díly TČ (kompresor, výparník, kondenzátor atd.), komponenty potřebné k připojení TČ k topnému systému (zásobník, akumulční nádrž, čerpadla atd.) a náklady na vyhloubení zemních sond.

Abychom dosáhli požadovaného výkonu tepelného čerpadla, jsou zapotřebí tři hlubinné vrtly o hloubce 68 [m], přičemž v dané lokalitě se udává měrný výkon z jednoho vrtu 55 [W/m]. Při výpočtu nákladů na výrobu vrtů budu počítat s částkou 800 [Kč/m] vyvrtané hloubky. Do této ceny je zahrnuto i uložení kolektorů. [4], [1]

Položka	Typ	Cena [Kč]
Kondenzátor	AlfaNova 76-80H	34 260
Kompresor	ZH30 K4E PFJ-524	30 000
Výparník	AlfaNova 52-40H	28 720
Filtrdehydrátor	Castel 12 4316	368
Průhledítko	Castel 3940/M12	865
Expanzní ventil	Alco EX2	2 995
Sběrač chladiva	EURO EMF 5,6	1 380
Chladivo	R407c	1 300
Zásobník TV	Regulus RBC 300	17 590
Akumulční nádrž	Regulus PS2F 300 N+	10 950
Elektrické topné těleso (2 ks)	Regulus 2 kW	8 900
Čerpadlo primárního okruhu	ALPHA 2 L 25-60 180	4 720
Čerpadlo teplé vody	ALPHA 2 L 25-40 180	4 160
Expanzní nádoba	HS012	690
Izolace	Armaflex	400
Rotalock ventil	Frigomec	600
Filtr	-	700
Regulace	-	20 000
Hloubení vrtů + uložení kolektorů	-	163 200
Rám	-	1 500

Položka	Typ	Cena [Kč]
Armatury, ventily, potrubí	-	6 000
Ostatní spojovací materiál	-	200

Tab. č. 22 – Investiční náklady na pořízení TČ; Vlastní zpracování.

Součet investičních nákladů na pořízení TČ je tedy 339 498 [Kč]. Můžeme ovšem zažádat o dotaci v programu Zelená úsporám, výše této dotace se nejčastěji pohybuje okolo částky 80 000 [Kč] (bez podpory pro zateplení domu). [23]

$$IN = IN' - DOT \quad [Kč] \quad (32)$$

Kde:

- IN – investiční náklady snížené o dotaci [Kč],
- IN' - investiční náklady [Kč],
- DOT – dotace [Kč].

$$IN = 339\,498 - 80\,000 = 259\,498 \text{ [Kč]}$$

Celkové investiční náklady k pořízení tepelného čerpadla tedy jsou 259 498 [Kč].

14.2 Náklady na provoz TČ

Podle naměřených teplot venkovního vzduchu pro danou lokalitu jsem stanovil délku otopného období, tj. při venkovní teplotě nižší než 13 [°C], 235 dnů (5 621 [h]). Podle [25] se cena elektřiny pohybuje okolo 495 [Kč/MWh].

14.2.1 Náklady na provoz kompresoru

V otopném období má kompresor průměrný příkon 2,7 [kW]. Náklady na provoz kompresoru vypočítám podle následujícího vzorce:

$$N = P \cdot \tau \cdot E \quad [Kč] \quad (33)$$

Kde:

- N – provozní náklady [Kč],
- P – příkon [MW],
- τ - doba otopného období [hod],
- E – sazba za elektřinu [Kč/MWh].

$$N_K = 0,0027 \cdot 5621 \cdot 495 = 7\,512,46 \text{ [Kč]}$$

14.2.2 Náklady na provoz čerpadla primárního okruhu

Výrobce čerpadel uvádí příkon okolo 35 [W]. Náklady na provoz vypočítám podle vzorce (33).

$$N_{\text{čpo}} = 0,000035 \cdot 5621 \cdot 495 = 97,38 \text{ [Kč]}$$

14.2.3 Náklady na provoz čerpadla teplé vody

Výrobce čerpadel uvádí příkon okolo 20 [W]. Náklady na provoz vypočítám podle vzorce (33).

$$N_{\text{čtv}} = 0,00002 \cdot 5621 \cdot 495 = 55,38 \text{ [Kč]}$$

14.2.4 Náklady na provoz elektrických topných těles (2 kW)

Bivalentní zdroj bude v provozu pouze tehdy, klesne-li teplota venkovního vzduchu pod hranici -11 [°C], což je podle naměřených hodnot v průměru jen 120 [hod] v roce.

Pro vytápění:

Celková roční potřeba tepla pro vytápění je 15,88 [MWh] (viz. výše), z toho vyplývá, že potřeba tepla pro 120 [hod] je přibližně 0,2175 [MWh]. Náklady na provoz elektrického topného tělesa pro vytápění spočtu podle následujícího vzorce:

$$N = Q_{\text{BZ}} \cdot E \quad \text{[Kč]} \quad (34)$$

Kde:

- N - provozní náklady [Kč],
- Q_{BZ} – tepelná ztráta v období, kdy klesne teplota pod bivalentní bod [MWh],
- E – sazba za elektřinu [Kč/MWh].

$$N_{\text{BZ,VYT}} = 0,2175 \cdot 495 = 107,66 \text{ [Kč]}$$

Pro přípravu TUV:

Celková roční potřeba tepla pro přípravu TUV je 6115,2 [kWh] (viz. výše), z toho vyplývá, že potřeba tepla pro 120 [hod] je přibližně 83,7 [kWh]. Náklady na provoz elektrického topného tělesa pro přípravu TUV spočtu podle vzorce (34).

$$N_{\text{BZ,TUV}} = 0,0837 \cdot 495 = 41,43 \text{ [Kč]}$$

Celkové roční náklady na provoz tepelného čerpadla jsou tedy:

$$N_C = N_K + N_{\check{c}po} + N_{\check{c}tv} + N_{BZ,VYT} + N_{BZ,VYT} \quad [K\check{c}] \quad (35)$$

$$N_C = 7\,512,46 + 97,38 + 55,38 + 107,66 + 41,43 = \underline{7\,814,31} \quad [K\check{c}]$$

14.3 Roční úspora

V současné době je jako zdroj tepla zapojen kotel s automatickým podavačem. K pokrytí roční potřeby tepla pro vytápění a k přípravě teplé vody je zapotřebí spálení 5 500 [kg] hnědého uhlí o výhřevnosti 17,6 [MJ·kg⁻¹], v automatickém kotli o účinnosti 80 [%]. Podle [16] bude takovéto množství hnědého uhlí stát 22 000 [Kč].

$$R\acute{U} = N_{HU} - N_C \quad [K\check{c}] \quad (36)$$

Kde:

- $R\acute{U}$ – roční úspora [Kč],
- N_{HU} – náklady na hnědé uhlí [Kč],
- N_C – celkové náklady na provoz TČ [Kč].

$$R\acute{U} = 22\,000 - 7814,31 = \underline{14\,185,69} \quad [K\check{c}]$$

14.4 Doba návratnosti

Při výpočtu prosté doby návratnosti jednoduše podělím investiční náklady na pořízení tepelného čerpadla ročními úsporami.

$$DN = \frac{IN}{R\acute{U}} \quad [r] \quad (37)$$

Kde:

- IN – investiční náklady k pořízení tepelného čerpadla [Kč],
- $R\acute{U}$ – roční úspory [Kč].

$$DN = \frac{259468}{14185,69} = \underline{18,29} \quad [r]$$

14.5 Uspořené náklady

U tepelných čerpadel se uvádí životnost 25 let. Z doby návratnosti, životnosti celé soustavy a roční úspory si mohou vypočítat celkové uspořené náklady.

$$UN = (\check{Z} - DN) \cdot R\acute{U} \quad [K\check{c}] \quad (48)$$

Kde:

- \check{Z} – doba životnosti [r],
- DN – doba návratnosti [r],
- $R\acute{U}$ – roční úspora [Kč].

$$UN = (25 - 18,29) \cdot 14\,185,69 = \underline{95\,174,25} [K\check{c}]$$

15 Environmentální zhodnocení projektu

V předešlé části své diplomové práce jsem si vypočítal, že roční potřeba tepla k vytápění a k přípravě teplé vody je 21,99 [MWh], k tomu je zapotřebí spálení 5 500 [kg] hnědého uhlí o výhřevnosti 17,6 [MJ·kg⁻¹], v automatickém kotli o účinnosti 80 [%]. [16]

Druh paliva	Emisní faktory (v [kg/t] spáleného paliva)						CO ₂ [t/MWh]
	Tepelný výkon	TZL	SO ₂	NO _x	CO	Organické látky	
Hnědé uhlí	< 5 MW	1,9 · Ap	19,0 · Sp	3,0	5,0	1,29	0,36

Tab. č. 23– Emisní faktory hnědého uhlí, [14]; Vlastní zpracování.

V tabulce č. 23 (viz. výše) uvádím emisní faktory hnědého uhlí, podle kterých budu nadále počítat. Koeficienty Ap – obsah popela v původním vzorku tuhých paliv [%] a Sp – obsah síry v původním vzorku tuhých paliv [%], jsem zvolil podle katalogu hnědého uhlí pro Severočeské doly. [4], [14], [15]

- Ap = 9,8 [%],
- Sp = 0,77 [%].

Tuhé znečišťující látky:

$$Q_{TZL} = 1,9 \cdot Ap \cdot 5,5 \quad [\text{kg}] \quad (39)$$

$$Q_{TZL} = 1,9 \cdot 9,8 \cdot 5,5 = 102,410 \text{ [kg]}.$$

Oxid siřičitý:

$$Q_{SO_2} = 19,0 \cdot Sp \cdot 5,5 \quad [\text{kg}] \quad (40)$$

$$Q_{SO_2} = 19,0 \cdot 0,77 \cdot 5,5 = 80,465 \text{ [kg]}.$$

Oxidy dusíku:

$$Q_{NO_x} = 3,0 \cdot 5,5 \quad [\text{kg}] \quad (41)$$

$$Q_{NO_x} = 16,500 \text{ [kg]}.$$

Oxid uhelnatý:

$$Q_{CO} = 45,0 \cdot 5,5 \quad [\text{kg}] \quad (42)$$

$$Q_{CO} = 247,500 \text{ [kg]}.$$

Organické látky:

$$Q_{\text{Org}} = 1,9 \cdot 5,5 \quad [\text{kg}] \quad (43)$$

$$Q_{\text{Org}} = 10,450 \text{ [kg]}.$$

Výpočet pro množství emisí CO_2 hnědého uhlí se liší. Vypočítá se z celkové roční potřeby tepla na vytápění a přípravu teplé vody, účinnosti kotle a emisního faktoru pro CO_2 - 0,36 [t/MWh]. K tomuto výpočtu použiju vzorec (44). [4]

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{Q_{\text{R}}}{\eta_{\text{kotle}}} \cdot \text{EF}_{\text{CO}_2} \quad [\text{t}] \quad (44)$$

Kde:

- Q_{R} - Celková roční potřeba tepla pro vytápění a přípravu teplé vody [MWh/rok],
- η_{kotle} - Účinnost kotle [-],
- EF_{CO_2} - Emisní faktor CO_2 [t/MWh].

$$Q_{\text{CO}_2} = \frac{21,99}{0,8} \cdot 0,36 = 9,895 \text{ [t} \cdot \text{kg}^{-1}\text{]}$$

	Emisní faktory pro systémovou elektřinu [kg/GJ]					
Typ zdroje emisí	TL	SO_2	NO_x	CO	Organické látky	CO_2
Elektřina-systémové zdroje (včetně jaderných a vodních)	0,02591	0,48937	0,41569	0,03930	0,03086	325,00000

Tab. č. 24 - Emisní faktory pro systémovou elektřinu, [4]; Vlastní zpracování.

Dále je zapotřebí spočítat množství emisí, které vyprodukuje provozem TČ. Stejně jako v předchozí kapitole budu vycházet z příkonů jednotlivých částí tepelného čerpadla v otopném období – 5 621 [h]. Podle vzorce (45) si vypočítám počet [MWh], které jsou ročně potřeba pro provoz jednotlivých částí tepelného čerpadla.

$$I = P \cdot \tau \quad [\text{MWh}] \quad (45)$$

Kde:

- I – počet [MWh], které jsou potřeba pro provoz dané součásti TČ [MWh],
- P – příkon [MW],
- τ - doba otopného období [hod].

Kompresor

$$I_K = 0,0027 \cdot 5621 = 15,176 \text{ [MWh]}$$

Oběhové čerpadlo primárního okruhu

$$I_{\text{čpo}} = 0,000035 \cdot 5621 = 0,196 \text{ [MWh]}$$

Oběhové čerpadlo teplé vody

$$I_{\text{čtv}} = 0,00002 \cdot 5621 = 0,112 \text{ [MWh]}$$

Elektrická topná tělesa

Jak již bylo řečeno v předchozí kapitole, pro provoz elektrického topného tělesa (bivalentní zdroj) pro vytápění je potřeba 0,2175 [MWh], pro topné těleso pro dohřev TUV je třeba 0,0837 [MWh]. (viz. kapitola 14)

Po součtu těchto výsledků jsem zjistil, že pro roční provoz TČ je potřeba 15,785 [MWh], tj. 56,826 [GJ]. Tímto číslem vynásobím hodnoty v tabulce č. 24 (výše). Výsledky uvádím v tabulce č. 25 (níže), pro větší přehlednost a představu jsou v ní zaznamenány i emise vyprodukované při topením hnědým uhlím.

Typ zdroje emisí	TL [kg/rok]	SO ₂ [kg/rok]	NO _x [kg/rok]	CO [kg/rok]	Organické látky [kg/rok]	CO ₂ [kg/rok]
Hnědé uhlí	102,410	80,465	16,500	247,500	10,450	9 895,000
TČ	1,472	27,808	23,621	2,233	1,753	18 468,450

Tab. č. 25 – Vyhodnocení environmentálního hlediska; Vlastní zpracování.

Závěr

Ve své diplomové práci jsem navrhl tepelné čerpadlo pro rodinný dům na Opavsku. Podle vypočtených tepelných ztrát uvažovaného domu jsem určil potřebný výkon tepelného čerpadla pro vytápění a pro přípravu teplé vody, což bylo 11,3 [kW]. Jak je patrné ze zadání, zdrojem tepla pro tento systém je země, zvolil jsem použití zemních sond (vertikálních kolektorů). Abych dosáhl požadovaného výkonu TČ, bude třeba tří vrtů o hloubce 68 [m].

Samotné tepelné čerpadlo bude pracovat v bivalentním provozu, což znamená, že není schopno pokrýt celkovou potřebu tepla pro vytápění a přípravu teplé vody při nízkých teplotách. Při poklesu venkovní teploty pod -11 [°C], se zapnou bivalentní zdroje tepla, v mém případě to jsou dvě elektrická topná tělesa, přičemž jedno slouží pro dohřev teplé vody a jedno k přitápění.

Investiční náklady na stavbu tohoto systému včetně jednotlivých dílů, hloubení vrtů a zemních prací snížené o dotaci jsou 259 468 [Kč]. Návratnost této počáteční investice se pohybuje okolo osmnácti let. Díky odhadované životnosti tepelných čerpadel (cca 25 let) můžeme na celém projektu uspořit 94 175,25 [Kč].

Z environmentálního hlediska je tento projekt ekologičtějším řešením, než spalování hnědého uhlí v automatickém kotli jako tomu bylo doposud.

Seznam použité literatury

- [1] ŽERAVÍK, A.; Stavíme tepelné čerpadlo. Vyd. 1. Kroměříž: A. Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X
- [2] DVOŘÁK, Z.; KLAZAR, L.; PETRÁK, J.; Tepelná čerpadla. Vyd. 1. Praha: SNTL-Nakladatelství technické literatury, 1987. 339 s.
- [3] KAMINSKÝ, J.; VRTEK, M.; Obnovitelné zdroje energie. Ostrava: VŠB – TU Ostrava, 1998. 102 s. ISBN 80-7078-445-8.
- [4] Informační podklady k předmětu AOZE
- [5] NOVÝ, R. a kol.; Technika prostředí. Praha: Nakladatelství ČVUT, 2006. 267 s. ISBN 80-01-03492-5.
- [6] PETRÁK, J.; PETRÁK, M.; Tepelná čerpadla. Praha: ČVUT Praha, 2004. 245 s. ISBN 80-01-03126-8.
- [7] TURNER, W. C.; Energy Management Handbook. 5. vydání. Lilburn: The Fairmont Press, Inc., 1997. 400 s. ISBN: 0-13-728098-X.
- [8] MORAN, M.J.; SHAPIRO, H.N.; Fundamental of Engineering Thermodynamics. 2. vyd. New York: John Wiley & Sons Inc., 1992. 844 s. ISBN 0470030372.
- [9] Kompresor scroll ZH26 K4E PFJ-524 [Online]. Copeland [Citace: 1. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.copeland.cz/copeland/katalog/kompresor-zh.pdf>
- [10] Filtrdehydrátor 12 4316/M12S CASTEL [Online]. Esinop [Citace: 1. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.esinop.cz/filtrdehydrator-12-4316m12s-castel>
- [11] Průhledítka CASTEL 3940/M12 [Online]. VOR spol. s r.o. [Citace: 1. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.vorcz.cz/pruhleditko-castel-3940-m12-12-mm-ods-pajeci/d-700/>
- [12] Sběrač chladiva EURO-EFM 5,6 [Online]. Schiessl [Citace: 1. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.katalog-schiessl.cz/cz/soubor-klimal-sberace-chladiva-6040-.pdf>
- [13] Ventil EX2 [Online]. Eltex [Citace: 3. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.eltex-km.cz/cs/e-shop/products/view/20/110-elektronicke-impulzni>

- [14] Přibližné stanovení emisí a koncentrací vybraných znečišťujících látek výpočtem [Online]. Tzb-Info [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2309-emise-z-kotelen-a-ochrana-ovzdusi-iii>
- [15] Katalog hnědého uhlí [Online]. Severočeské doly, Bílinské nízkosíraté uhlí [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: http://www.sd-bilinskeuhli.cz/dokumenty/Katalog_2016.pdf
- [16] Porovnání nákladů na vytápění podle druhu paliva [Online]. Tzb-Info [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: http://vytapani.tzb-info.cz/tabulky-a-vypocty/139-porovnani-nakladu-na-vytapani-podle-druhu-paliva?energie_gj=126.8
- [17] Čerpadlo ALPHA 2 L 25-60 180 [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/cerpadlo-alpha-2-l-25-60-180>
- [18] Čerpadlo ALPHA 2 L 25-40 180 [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/cerpadlo-alpha-2-l-25-40-180>
- [19] Expanzní nádoba HS012 [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/expanzni-nadoba-hs012>
- [20] Akumulační nádrž PS2F 300 N+ [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/akumulacni-nadrze-zasobniky-vymeniky>
- [21] Zásobník R0BC 300 [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/zasobnik-r0bc-300>
- [22] Elektrická topná tělesa [Online]. Regulus [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.regulus.cz/cz/elektricka-topna-telesa>
- [23] Dotace na TČ [Online]. Zelená úsporám [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.novazelenausporam.cz/podminky-oblasti-podpory-c/>
- [24] Rotalock ventil [Online]. Esinop [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.esinop.cz/ventil-rotalock-1.34-22-frigomec>
- [25] Ceny elektřiny [Online]. RWE [Citace: 20. dubna 2016]. Dostupné z: <http://www.rwezlevnuje.cz/energie/>

Seznam příloh

Příloha č. 1: Výpočet tepelných ztrát objektu	A1
Příloha č. 2: Výpis z výpočtového programu EES	A23
Příloha č. 3: Technický list výparníku AlfaNova 52-40H	A25
Příloha č. 4: Technický list kondenzátoru AlfaNova 76-80H	A25
Příloha č. 5: Výkres sestavy tepelného čerpadla (vložený)	
Příloha č. 6: Schéma systému vytápění a přípravy teplé vody (vložený)	
Příloha č. 7: Dispoziční uspořádání v rámci objektu (vložený)	
Příloha č. 8: Výkres výparníku AlfaNova 52-40H (vložený)	
Příloha č. 9: Výkres kondenzátoru AlfaNova 76-80H (vložený)	

Příloha č. 1: Výpočet tepelných ztrát objektu

Výpočet součinitelů prostupu tepla

- Pro obvodovou zeď (zateplená)

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
Vápenocementová omítka	0,020	0,990
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,140	0,490
Škvára	0,070	0,270
Tvarovka	0,140	0,490
Omítka	0,015	0,990
Polystyrén	0,100	0,051
Omítka	0,015	0,990

Tab. č. 9- Vrstvy obvodové zdi; Vlastní zpracování.

$$k_1 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{0,1}{0,051} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{23}} = 0,3322 \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \text{ (9)}$$

- Část obvodové zdi (nezateplená)

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [$\text{W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}$]
Vápenocementová omítka	0,020	0,990
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,140	0,490

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Škvára	0,070	0,270
Tvarovka	0,140	0,490
Omítka	0,015	0,990

Tab. č. 26 - Vrstvy obvodové zdi (nezateplená); Vlastní zpracování.

$$k_2 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,07}{0,27} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{23}} = \underline{0,8960} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro vnitřní zeď (tenká)

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Vápenocementová omítka	0,020	0,990
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,140	0,490
Omítka	0,015	0,990

Tab. č. 11 – Vrstvy vnitřní stěny (tenká); Vlastní zpracování.

$$k_3 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{8}} = \underline{1,7667} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro vnitřní zeď (střední)

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Vápenocementová omítka	0,020	0,990

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Zdivo z příčně děrovaných cihel	0,190	0,590
Omítka	0,015	0,990

Tab. č. 27 – Vrstvy vnitřní stěny (střední); Vlastní zpracování.

$$k_4 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,19}{0,59} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{8}} = \underline{1,3537} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro vnitřní zeď (hrubá)

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Vápenocementová omítka	0,020	0,990
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,140	0,490
Zdivo z podélně děrovaných cihel Pk-CD	0,140	0,490
Omítka	0,015	0,990

Tab. č. 28 – Vrstvy vnitřní stěny (hrubá); Vlastní zpracování.

$$k_5 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,99} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,14}{0,49} + \frac{0,015}{0,99} + \frac{1}{8}} = \underline{1,1740} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro podlahu přízemí

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Polystyrén	0,020	0,051
Železobeton	0,100	1,430
Škvára	0,050	0,270
Beton hutný	0,050	1,230

Tab. č. 10 – Vrstvy podlahové konstrukce přízemí; Vlastní zpracování.

$$k_6 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,02}{0,051} + \frac{0,1}{1,43} + \frac{0,05}{0,27} + \frac{0,05}{1,23} + \frac{1}{8}} = \underline{1,0661} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro podlahu 1. patra

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Železobeton	0,10	1,43

Tab. č. 29 – Vrstvy podlahové konstrukce 1. patra; Vlastní zpracování.

$$k_7 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,43} + \frac{1}{8}} = \underline{3,1256} \text{ [W · m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro strop 1. patra

Vrstva	Tloušťka l [m]	Měrná tepelná vodivost λ [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Železobeton	0,100	1,430
Minerální vlna	0,200	0,056

Tab. č. 30 – Vrstvy stropní konstrukce prvního patra; Vlastní zpracování.

$$k_8 = \frac{1}{\frac{1}{8} + \frac{0,1}{1,43} + \frac{0,2}{0,056} + \frac{1}{8}} = \underline{0,2569} \text{ [W} \cdot \text{m}^{-2} \cdot \text{K}^{-1}] \quad (9)$$

- Pro okna a dveře jsem volil hodnoty součinitelů prostupu tepla dle normy ČSN 060210

	Součinitel prostupu tepla k [W · m ⁻² · K ⁻¹]
Okno s dvojsklem	2,7
Domovní dveře bez skleněné výplně	2,6
Vnitřní dveře plné	2,0
Vnitřní dveře se skleněnou výplní	3,0

Tab. č. 31 –Součinitele prostupu tepla pro okna a dveře dle ČSN 060210; Vlastní zpracování.

Výpočet tepelných ztrát jednotlivých místností

Označení	SO	SN	OD	DV	PD	ST
Plocha	Ochlazovaná stěna	Vnitřní stěna	Okno dvojité	Dveře	Podlaha	Strop

Tab. č. 32 – Legenda označení ploch; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		101						
Popis		Schodiště						
Výpočtová teplota [°C]		18						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
DV 1	0,8	2	1,6	0	1,6	2	15	48,000
SN 1	1,1	1,45	1,595	0	1,595	1,7667	15	42,269
SO 1	0,8	2,3	1,84	1,6	0,24	0,3321	33	2,630
SN 2	0,8	2,5	2	1,6	0,4	1,7667	-2	-1,413
DV 2	0,8	2	1,6	0	1,6	3	-2	-9,600
SN 3	1,15	2,5	2,875	1,3	1,575	1,7667	3	8,347
DV 3	0,65	2	1,3	0	1,3	2	3	7,800
SO 2	0,8	2,5	2	1,6	0,4	0,3321	33	4,384
DV 4	0,8	2	1,6	0	1,6	2,6	33	137,280
DV 5	0,8	2	1,6	0	1,6	2,6	33	137,280
SO 3	2,75	6,44	17,72	5	12,72	0,3321	33	139,434

Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
OD 1	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	33	222,750
OD 2	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	33	222,750
SO 4	2,2	2,9	6,38	1	5,38	0,3321	33	58,974
OD 3	0,8	1,25	1	0	1	2,7	33	89,100
SN 4	0,5	1,56	0,78	0	0,78	1,1740	15	13,736
SN 5	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,1740	-2	-19,372
SN 6	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,1740	-2	-19,372
SN 7	2	2,5	5	1,6	3,4	1,1740	-6	-23,951
DV 6	0,8	2	1,6	0	1,6	2	-6	-19,200
SN 8	0,8	2,5	2	1,6	0,4	1,7667	-2	-1,413
DV 7	0,8	2	1,6	0	1,6	3	-2	-9,600
PD	4,2	2,2	9,24	0	9,24	1,0661	15	147,773
ST	4,1	2,2	9,02	0,65	8,37	0,2569	15	32,263
DV 8	0,65	1	0,65	0	0,65	2	15	19,500
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								1230,35
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								1319,77
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								327,83
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₁ [W]								1647,6

Tab. č. 33 – Tepelné ztráty místnosti 101; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		<u>102</u>						
Popis		WC						
Výpočtová teplota [°C]		15						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	1,15	2,5	2,875	1,3	1,575	1,7667	-3	-8,347
SN 2	0,8125	2,5	2,03125	0	2,03125	1,7667	0	0
SO	0,4	2,5	1	0,125	0,875	0,8960	30	23,520
SN 3	0,45	2,5	1,125	0,125	1	1,7667	-9	-15,900
OD	0,25	0,5	0,125	0	0,125	2,7	30	10,125
DV	0,65	2	1,3	0	1,3	2	-3	-7,800
PD	1,15	0,8	0,92	0	0,92	1,0661	12	11,770
ST	1,15	0,8	0,92	0	0,92	3,1256	-9	-25,880
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								-12,512
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								-13,050
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								12,458
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₂ [W]								-0,592

Tab. č. 34 – Tepelné ztráty místnosti 102; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		103						
Popis		Spíž						
Výpočtová teplota [°C]		15						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	0,8125	2,5	2,03125	0	2,03125	1,7667	0	0
SN 2	1,6	2,5	4	0	4	1,7667	-9	-63,602
SN 3	0,8125	2,5	2,03125	1,3	0,73125	1,7667	-5	-6,459
SO	1,6	2,5	4	0,4	3,6	0,8960	30	96,770
OD	0,5	0,8	0,4	0	0,4	2,7	30	32,400
DV	0,65	2	1,3	0	1,3	2	-5	-13,000
PD	0,8125	1,6	1,3	0	1,3	1,0661	12	16,632
ST	0,8125	1,6	1,3	0	1,3	3,1256	-9	-36,570
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								26,170
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								27,712
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								12,320
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₃ [W]								40,032

Tab. č. 35 – Tepelné ztráty místnosti 103; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		104						
Popis		Koupelna						
Výpočtová teplota [°C]		15						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	1,5	2,5	3,75	0	3,75	1,7667	4	26,500
SN 2	1,5	2,5	3,75	1,6	2,15	1,7667	4	15,193
SN 3	1,82	2,5	4,55	0	4,55	1,7667	4	32,154
SN 4	1,82	2,5	4,55	0	4,55	1,7667	9	72,347
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	2	4	12,800
PD	1,5	1,82	2,73	0	2,73	1,0661	21	61,124
ST	1,5	1,82	2,73	0	2,73	3,1256	4	34,132
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								254,25
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								278,23
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								33,641
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₄ [W]								311,87

Tab. č. 36 – Tepelné ztráty místnosti 104; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		105						
Popis		Kuchyně						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SO 1	2,74	2,5	6,85	0	6,85	0,3321	35	79,639
SO 2	1,9	2,5	4,75	1,375	3,375	0,8960	35	105,842
SN 1	2,12	2,5	5,3	1,6	3,7	1,7667	0	0
SN 2	1,84	2,5	4,6	0	4,6	1,7667	-4	-32,507
SN 3	0,9	2,5	2,25	1,3	0,95	1,7667	5	8,391
DV	0,65	2	1,3	0	1,3	2	5	13,000
OD	1,1	1,25	1,375	0	1,375	2,7	35	129,930
ST 1	0,8125	1,9	1,5437	0	1,5437	3,1256	-4	-19,301
ST 2	1,92	2,12	4,0704	0	4,0704	3,1256	0	0
PD	2,74	2,12	5,8088	0	5,8088	1,0661	17	105,280
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								390,280
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								428,260
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								91,770
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₅ [W]								520,030

Tab. č. 37 – Tepelné ztráty místnosti 105; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		106						
Popis		Jídelna						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	3	2,5	7,5	1,6	5,9	1,7667	0	0
SN 2	3,88	2,5	9,7	1,6	8,1	1,7667	-3	-42,931
SO	3	2,5	7,5	2,5	5	0,3321	35	58,130
SN 3	2,12	2,5	5,3	1,6	3,7	1,7667	0	0
SN 4	1,82	2,5	4,55	0	4,55	1,7667	-4	-32,154
OD	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	35	236,250
PD	3	3,88	11,64	0	11,64	1,0661	17	210,976
ST 1	2,1	3,88	8,148	0	8,148	3,1256	0	0
ST 2	0,9	3,88	3,492	0	3,492	3,1256	2	21,829
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								452,100
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								512,450
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								183,890
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₆ [W]								696,340

Tab. č. 38 – Tepelné ztráty místnosti 106; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		107						
Popis		Chodba						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	4,5	2,5	11,25	1,6	9,65	1,3537	0	0
SN 2	1,5	2,5	3,75	0	3,75	1,7667	-3	-19,875
SN 3	1,5	2,5	3,75	1,6	2,15	1,7667	-4	-15,193
SN 4	2,857	2,5	7,1425	1,6	5,5425	1,7667	0	0
SN 5	1,5	2,5	3,75	1,6	2,15	1,7667	2	7,5969
DV 1	0,8	2	1,6	0	1,6	3	2	9,600
DV 2	0,8	2	1,6	0	1,6	2	-4	-12,800
PD	1,5	4,5	6,75	0	6,75	1,0661	17	122,344
ST	1,5	4,5	6,75	0	6,75	3,1256	0	0
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								91,672
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								92,507
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								106,640
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₇ [W]								199,147

Tab. č. 39 – Tepelné ztráty místnosti 107; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		<u>108</u>						
Popis		Ložnice						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SO	4,5	2,5	11,25	2,5	8,75	0,3321	35	101,728
SN 1	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,7667	-3	-43,726
SN 2	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,1740	2	19,372
SN 3	4,5	2,5	11,25	1,6	9,65	1,3537	0	0
OD	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	35	236,158
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	3	0	0
PD	4,5	3,3	14,85	0	14,85	1,0661	17	269,158
ST	4,5	3,3	14,85	0	14,85	3,1256	0	0
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								582,783
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								574,831
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								164,226
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₈ [W]								739,057

Tab. č. 40 – Tepelné ztráty místnosti 108; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		109						
Popis		Obývací pokoj						
Výpočtová teplota [°C]		23						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m ²]	Plocha otvorů [m ²]	Plocha bez otvorů [m ²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SO 1	4,3	2,5	10,75	2,5	8,75	0,3321	38	104,137
SO 2	9,1	2,5	22,75	5	17,75	0,3321	38	224,052
SO 3	4,3	2,5	10,75	0	10,75	0,3321	38	135,693
SN	9,1	2,5	22,75	1,6	21,15	1,7667	3	112,099
OD 1	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	38	256,500
OD 2	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	38	256,500
OD 3	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	38	256,500
PD	4,3	5	21,5	0	21,5	1,0661	20	458,460
PD 2	4,3	3,88	16,684	0	16,684	1,0661	8	142,305
ST 1	4,3	5	21,5	0	21,5	3,1256	1	67,202
ST 2	4,3	3,88	16,684	0	16,684	3,1256	3	156,446
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								1937,810
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								3010,105
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								654,961
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₁₀₉ [W]								3749,162

Tab. č. 41 – Tepelné ztráty místnosti 109; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		201						
Popis		Koupelna						
Výpočtová teplota [°C]		24						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	2	2,5	5	1,6	3,4	1,3537	6	27,616
SO 1	4,35	2,5	10,875	0	10,875	0,3321	39	140,883
SO 2	2	2,5	5	1	4	0,3321	39	51,819
SN 2	4,35	2,5	10,875	0	10,875	0,8960	4	38,977
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	2	6	19,200
OD	0,8	1,25	1	0	1	2,7	39	105,300
ST	2	4,35	8,7	0	8,7	0,2569	21	46,950
PD	2	4,35	8,7	0	8,7	1,0661	39	361,756
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								792,503
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								881,276
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								153,156
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₁ [W]								1034,430

Tab. č. 42 – Tepelné ztráty místnosti 201; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		202						
Popis		Kuchyně						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	3,88	2,5	9,7	0	9,7	0,8960	4	-34,765
SN 2	3,47	2,5	8,675	1,6	7,075	1,7667	0	0
SN 3	3,88	2,5	9,7	1,6	8,1	1,7667	2	28,621
SO 1	3,47	2,5	8,675	2	6,675	0,3321	35	77,604
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	2	2	6,400
OD 1	0,8	1,25	1	0	1	2,7	35	94,500
OD 2	0,8	1,25	1	0	1	2,7	35	94,500
ST	3,47	3,88	13,463	0	13,463	0,2569	17	58,817
PD 1	1,5	1,82	2,73	0	2,73	3,1256	-4	-34,132
PD 2	5,2	2,06	10,73	0	10,73	3,1256	0	0
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								291,545
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								326,420
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								113,742
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₂ [W]								440,162

Tab. č. 43 – Tepelné ztráty místnosti 202; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		203						
Popis		Spíž						
Výpočtová teplota [°C]		18						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	3,88	2,5	9,7	1,6	8,1	1,7667	-2	-28,621
SO	0,9	2,5	2,25	0	2,25	0,3321	33	24,664
SN 2	0,9	2,5	2,25	0	2,25	1,7667	-2	-7,950
SN 3	3,88	2,5	9,7	0	9,7	1,7667	-2	-34,274
PD	3,88	0,9	3,492	0	3,492	3,1256	-2	-21,869
ST	3,88	0,9	3,492	0	3,492	0,2569	15	13,460
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	2	-2	-6,400
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								-60,951
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								-66,499
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								52,016
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₃ [W]								14,483

Tab. č. 44 – Tepelné ztráty místnosti 203; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		204						
Popis		Ložnice						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	3,88	2,5	9,7	0	9,7	1,7667	2	34,274
SO 1	4,3	2,5	10,75	0	10,75	0,3321	35	124,981
SO 2	3,88	2,5	9,7	1,375	8,325	0,3321	35	96,787
SN 2	4,3	2,5	10,75	1,6	9,15	1,7667	-2	-32,331
OD	1,1	1,25	1,375	0	1,375	2,7	35	129,937
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	3	-2	-9,600
ST	4,3	3,88	16,684	0	16,684	0,25698	17	72,886
PD	4,3	3,88	16,684	0	16,684	3,1256	-3	-156,446
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								260,489
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								394,650
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								263,584
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₄ [W]								658,234

Tab. č. 45 – Tepelné ztráty místnosti 204; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		205						
Popis		Chodba						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	1,5	2,5	3,75	1,6	2,15	1,7667	2	7,596
SN 2	4,5	2,5	11,25	1,6	9,65	1,3537	0	0
SN 3	3,47	2,5	8,675	1,6	7,075	1,7667	0	0
SN 4	0,9	2,5	2,25	0	2,25	1,7667	2	7,950
SN 5	1,5	2,5	3,75	1,6	2,15	1,7667	-2	-7,596
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	3	2	9,600
PD	1,5	4,5	6,75	0	6,75	3,1256	0	0
ST	1,5	4,5	6,75	0	6,75	0,2569	17	29,488
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								47,038
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								47,258
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								106,640
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₅ [W]								153,898

Tab. č. 46 – Tepelné ztráty místnosti 205; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		206						
Popis		Pokoj						
Výpočtová teplota [°C]		20						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,1740	2	19,372
SO	4,5	2,5	11,25	1,6	8,75	0,3321	35	101,728
SN 2	3,3	2,5	8,25	0	8,25	1,7667	-2	-29,151
SN 3	4,5	2,5	11,25	1,6	9,65	1,3537	0	0
OD	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	35	236,250
PD	4,5	3,3	14,85	0	14,85	3,1256	0	0
ST	4,5	3,3	14,85	0	14,85	0,2569	17	64,874
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								393,074
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								383,059
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								234,609
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₆ [W]								617,668

Tab. č. 47 – Tepelné ztráty místnosti 206; Vlastní zpracování.

Označení místnosti		207						
Popis		Obývací pokoj						
Výpočtová teplota [°C]		22						
Označení plochy	Délka [m]	Výška [m]	Plocha [m²]	Plocha otvorů [m²]	Plocha bez otvorů [m²]	k [W·m ⁻² ·K ⁻¹]	Δ t [°C]	Q [W]
SN 1	5	2,5	12,5	1,6	10,9	1,7667	2	38,514
SN 2	4,3	2,5	10,75	1,6	9,15	1,7667	2	32,331
SO 1	4,3	2,5	10,75	2,5	8,25	0,3321	37	101,396
SO 2	5	2,5	12,5	2,5	10	0,3321	37	122,904
OD 1	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	37	249,750
OD 2	2	1,25	2,5	0	2,5	2,7	37	249,750
PD	5	4,3	21,5	0	21,5	3,1256	-1	-67,202
ST	5	4,3	21,5	0	21,5	0,2569	19	104,976
DV	0,8	2	1,6	0	1,6	3	2	9,600
Základní tepelná ztráta Q ₀ [W]								842,021
Tepelná ztráta prostupem tepla Q _p [W]								874,136
Tepelná ztráta větráním a infiltrací Q _v [W]								195,878
Celková tepelná ztráta místnosti Q ₂₀₇ [W]								1070,014

Tab. č. 48 – Tepelné ztráty místnosti 207; Vlastní zpracování.

Příloha č. 2: Výpis z výpočtového programu Engineering Equation Solver (EES)

```
Q_T=11,3 [kW]
T[0]= 0[°C]
T_K= 35[°C]
Deltat_V=3 [°C]
Deltat_K=3 [°C]

h_01=Enthalpy(R407C;T=T[0];x=1)
h[1]=Enthalpy(R407C;T=T[1];P=P[1])
h_02=Enthalpy(R407C;T=T_K;x=1)
h_2_ie=Enthalpy(R407C;P=P[2];s=s[1])
h_03=Enthalpy(R407C;T=T[4];x=0)
h[3]=Enthalpy(R407C;T=T[5];P=P[2])
h[4]=h[3]
h[5]=h[1]

P[1]=Pressure(R407C;T=T[0];h=h_01)
P[2]=Pressure(R407C;T=T_K;h=h_02)
P[3]=P[2]
P[4]=P[1]
P[5]=P[1]

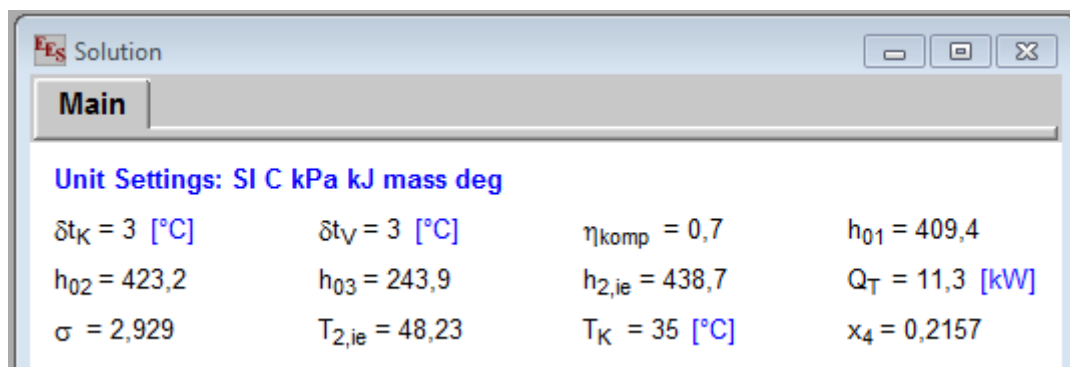
sigma=P[2]/P[1]

T[1]=T[0]+Deltat_V
T_2_ie=Temperature(R407C;P=P[2];h=h_2_ie)
T[2]=Temperature(R407C;P=P[2];h=h[2])
T[3]=Temperature(R407C;P=P[2];x=1)
T[4]=Temperature(R407C;P=P[2];x=0)
T[5]=T[4]-Deltat_K
T[6]=Temperature(R407C;P=P[1];h=h[4])
T[7]=T[0]

s[0]=Entropy(R407C;T=T[0];x=1)
s[1]=Entropy(R407C;T=T[0]+Deltat_V;P=P[1])
s[2]=Entropy(R407C;T=T[2];P=P[2])
s[3]=Entropy(R407C;T=T[3];x=1)
s[4]=Entropy(R407C;T=T[4];x=1)
s[5]=Entropy(R407C;T=T[5];P=P[2])
s[6]=Entropy(R407C;T=T[6];P=P[1])
s[7]=s[0]

x_4=Quality(R407C;T=T[6];h=h[4])

eta_komp=(h_2_ie-h[1])/(h[2]-h[1])
eta_komp=0,7
```



Obr. č. 22 – Výpis výsledků z programu EES.

EES Arrays Table

Main

	1	2	3	4
	h_i	P_i	s_i	T_i [$^\circ\text{C}$]
[0]			1,776	0
[1]	412,2	460,4	1,786	3
[2]	450,1	1348	1,821	58,53
[3]	239,3	1348	1,737	35
[4]	239,3	460,4	1,743	29,7
[5]	412,2	460,4	1,135	26,7
[6]			1,162	-4,905
[7]			1,776	0

Obr. č. 23 – Výpis výsledků z programu EES.

Příloha č. 3: Technický list výparníku AlfaNova 52-40H (Program AlfaSelect)

Unit description						
AlfaNova 52-40HS1S2ThreaExt1"S3S4Solde1 1/8"						
No of units in parallel		1				
Weight / unit		11.29 kg				
Max design temp		5.0/ 5.0 °C				
Max design pr.		5.000/ 5.000 bar				
Clean k-value:		1819	Service k-value:		1399	W/(m²*K)
Effective area:		1.938	Total area:		2.040	m²
Fouling:		0.000	Effective fouling:		1.651	m²*K/W
Margin:		0.00<M= 30.0				
Hot Side 29.7% Ethanol				Cold Side R407C		
Liquid Cooling				Vapourizing		
1*20H 49.62< 50.00kPa				1*19H 8.660< 250.0kPa		
Dp(ch)=46.33 Dp(p)=0.1258/ 0.7118 kPa				Dp(ch)=8.398 Dp(p)=-0.006027/ 0.1140 kPa		
Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm				Conn. 1/ 1 23.0/ 23.0 mm		
In v(c/neck/ch)= 2.904/ 0.7837/ 0.3016 m/s				v(c/neck/ch)= 1.313/ 0.3729/ 0.1435 m/s		
Out v(ch/neck/c)= 0.3012/ 0.7827/ 2.900 m/s				v(ch/neck/c)= 0.7570/ 1.967/ 6.924 m/s		
tau(wall)= 90.84 Pa				tau(wall)= Pa		
	T (v/l)	P (bara)	Q		T (v/l)	P (bara) Q
In	5.0			In	-4.8	4.675 0.1877
Out	3.0			Out	3.0	4.588 2.000
Sat.			0.0			
Twall min/max		-0.2/ 4.9 °C		Twall min/max		-0.7/ 4.9 °C
Fluid composition						
29.7% Ethanol		1.159 kg/s		R407C		0.05360 kg/s
In v/l		0.000/ 1.159		In v/l		0.01006/ 0.04354
Out v/l		0.000/ 1.159		Out v/l		0.05360/ 0.000

Příloha č. 4: Technický list kondenzátoru AlfaNova 76-80H (Program AlfaSelect)

Unit description						
AlfaNova 76-80HS1S2S3S4Weldi60.3						
No of units in parallel		1				
Weight / unit		55.58 kg				
Max design temp		60.0/ 35.0 °C				
Max design pr.		5.000/ 5.000 bar				
Clean k-value:		1228	Service k-value:		911.8	W/(m²*K)
Effective area:		7.800	Total area:		8.000	m²
Fouling:		0.2000	Effective fouling:		2.826	m²*K/W
Margin:		10.0<M= 32.2				
Hot Side R407C				Cold Side Water		
Condensing				Liquid Heating		
1*39H 0.02257< 50.00kPa				1*40H 0.2718< 50.00kPa		
Dp(ch)=0.02423 Dp(p)=-0.002230/ 0.0003653 kPa				Dp(ch)=0.2457 Dp(p)=0.003518/ 0.01998 kPa		
Conn. 1/ 1 49.0/ 49.0 mm				Conn. 1/ 1 49.0/ 49.0 mm		
In v(c/neck/ch)= 0.5792/ 0.1922/ 0.06279 m/s				v(c/neck/ch)= 0.2369/ 0.07665/ 0.02504 m/s		
Out v(ch/neck/c)= 0.002766/ 0.008467/ 0.02551 m/s				v(ch/neck/c)= 0.02509/ 0.07680/ 0.2374 m/s		
tau(wall)= Pa				tau(wall)= 0.5479 Pa		
	T (v/l)	P (bara)	Q		T (v/l)	P(bara) Q
In	58.5/29.3	13.53	2.000		28.0	
Out	29.6	13.53	0.000		34.0	
Twall min/max	28.9/ 34.5 °C			Twall min/max	28.8/ 34.4 °C	
Fluid composition						
R407C	0.05360 kg/s			Water	0.4445 kg/s	
In v/l	0.05360/ 0.000			In v/l	0.000/ 0.4445	
Out v/l	0.000000002396/ 0.05360			Out v/l	0.000/ 0.4445	